



EESTI MAAÜLIKOOL  
Tehnikainstituut

**Toomas Otsatalo**

**VÄETUSROBOTI PLATVORMI ARENDUS**  
**DEVELOPMENT OF FERTILIZATION ROBOT PLATFORM**

Magistritöö  
Tootmistehnika õppekava

Juhendaja: nooremteadur Tormi Lillerand, *MSc*

Tartu 2021

# LÜHIKOKKUVÕTE

Eesti Maaülikool Kreutzwaldi 1, Tartu 51014		Magistritöö lühikokkuvõte	
Autor: Toomas Otsatalo		Õppekava: Tootmistehnika	
Pealkiri: Väetusroboti platvormi arendus			
Lehekülgi: 132	Jooniseid: 46	Tabeleid: 1	Lisasid: 2
Osakond / Õppetool: Tehnikainstituut, Biomajandustehnoloogiate õppetool			
ETIS-e teadusvaldkond ja CERC S-i kood:			
ETIS: 4. Loodusteadused ja tehnika, 4.14. Tootmistehnika			
CERC S: T130 Tootmistehnoloogia			
Juhendaja: Tormi Lillerand, <i>MSc</i>			
Kaitsmiskoht ja -aasta: Tartu, 2021			
<p>Eesti Maaülikooli Tehnikainstituudi üks uurimissuundi on marjakoristustehnika ja sellega kaasnevate masinate modelleerimine ning arendus. Biomajandustehnoloogiate õppetooli Põllundustehnika töörühma üheks eesmärgiks on töötada välja mustikaistanduse tarbeks väetusrobot. Koostatud magistritöö on masinaehituslik projekt, mille eesmärgiks on arendada olemasoleva elektrilise maastikusõiduki baasil välja väetusroboti platvorm. Töös antakse ülevaade mustikakasvatuse tehnoloogiatest, eelnevate uuringute käigus fikseeritud taimede kasvuparameetritest ning eeltoodu põhjal püstitatakse magistritöö koostamise lähteülesanne. Selgitatakse välja väetusroboti baasmasinaks oleva sõiduki veermiku tehnilised andmed ja iseärasused ning analüüsitakse veermiku arendamise võimalusi. Eelneva põhjal valitakse väetusroboti tööks tarviliku kliirensi saavutamiseks sobilikud tehnilised lahendused. Magistritöö sisulises osas pöördprojekteeritakse maastikusõiduki veermik, teostatakse vajalikud arvutused veosilla kettülekanne, võllide, laagrite ja teiste detailide mõõtmestamiseks ning lahenduste projekteerimiseks ja teostatakse kontrollarvutused. Projekteeritud juht- ja veosilla vastutusrikastele detailidele teostatakse raalprojekteerimistarkvara abil tugevus- ja jäikusanalüüsid lõplike elementide meetodil. Magistritöö tulemuseks on mustikaistanduse väetusroboti platvormi projektdokumentatsioon, mis on sobilik baasplatvormi ümberehitamiseks.</p>			
Märksõnad: pöördprojekteerimine, jõuülekanne, kliirens, lõplike elementide meetod			

# ABSTRACT

Estonian University of Life Sciences Kreutzwaldi 1, Tartu 51014		Abstract of Master's Thesis	
Author: Toomas Otsatalo		Curriculum: Production Engineering	
Title: Development of fertilization robot platform			
Pages: 132	Figures: 46	Tables: 1	Appendixes: 2
Department/Chair: Institute of Technology, Chair of Biosystems Engineering Field of research and (CERC S) code: CERC S: T130 Production Technology ETIS: 4. Natural Sciences and Engineering, 4.14. Industrial Engineering and Management Supervisors: Tormi Lillerand, <i>MSc</i> Place and date: Tartu, 2021			
<p>One of the main research directions of the Institute of Technology of the Estonian University of Life Sciences is the modelling and development of berry harvesting techniques and related machines. The aim of the working group of the Chair of Biosystems Engineering is to develop a fertilising robot for blueberry plantations. This master's thesis is a mechanical engineering project, the aim of which is to develop a platform for the fertilising robot on the basis of an existing electric all-terrain vehicle. The thesis gives a brief overview of blueberry growing technologies, the plant growth parameters fixed during previous research, and based on the foregoing, proposes the main task of the master's thesis. The technical data and characteristics of the chassis of the vehicle, which is the base vehicle for the fertilising robot, are determined and the possibilities for developing the chassis are analysed. Based on the above, the technical solutions necessary to achieve a suitable clearance for the fertilising robot are selected. In the substantive part of the master's thesis, the chassis of the all-terrain vehicle is reverse engineered, necessary calculations are performed for dimensioning the chain drive, shafts, bearings and other details and for designing solutions, and verification calculations are performed. Finite element analysis of strength and stiffness of the steering and drive axles is performed using computer-aided design software. The result of the master's thesis is project documentation for a platform of a fertilising robot for blueberry plantations, which is suitable for the further development of the machine.</p>			
Keywords: reverse engineering, transmission, clearance, finite element method			

# SISUKORD

SISSEJUHATUS .....	7
1. VÄETUSROBOTI PLATVORMI ARENDUSE LÄHTEÜLESANNE.....	9
1.1. Kultuurmustika kasvatamistehnoloogiast tulenevad tingimused .....	9
1.2. Platvormile esitatavad tehnilised tingimused .....	12
2. ATV VEERMIKU TÄIENDUSLAHENDUSED .....	15
2.1. Võimalike lahenduste määratlemine .....	15
2.2. Täiendavad mehaanilised jõuülekanded.....	16
2.3. Täiendavad hüdraulilised jõuülekanded veosillal .....	18
2.4. Elektriajamiga käitatavad veorattad veosillal.....	19
2.5. Juhtsilla kliirensi tõstmise lahendused .....	20
3. ATV RAAMI PÖÖRDPROJEKTEERIMINE .....	21
3.1. Laserskaneerimise tehnoloogia ja seadmed .....	21
3.2. Olemasoleva raami laserskaneerimine ja modelleerimine .....	24
4. VÄETUSROBOTI VEOSILLA ARENDUS .....	27
4.1. Veosilla jõuülekande valik .....	27
4.2. Veosilla kettülekande projekteerimine .....	30
4.3. Kettülekande pingutuslahendus.....	38
4.4. Veosilla võllide kontrollarvutus ja ketiratta kinnituslahendus .....	40
4.5. Kettülekande veetava võlli arvutus ja konstrueerimine .....	44
4.6. Kettülekande veetava võlli laagrite koormus .....	48
4.7. Kettülekande veetava võlli kontrollarvutus väsimustugevusele .....	53
4.8. Veetava võlli liistliidete arvutus ja detailide istamine.....	57
4.9. Kettülekande korpuse projekteerimine.....	59
5. KETTÜLEKANDE KORPUSE TUGEVSUS- JA JÄIKUSANALÜÜS.....	64
5.1. Korpusele mõjuvate jõudude määramine .....	64
5.2. Korpuse kinnituspoltide arvutus.....	68
5.3. Kettülekande korpuse LEM analüüs .....	72
6. VÄETUSROBOTI JUHTSILLA PROJEKTEERIMINE .....	79
6.1. Juhtsilla konstruktsiooni väljatöötamine .....	79
6.2. Juhtsilla käänmiku pikendusdetaili LEM analüüs .....	82
KOKKUVÕTE .....	84
KASUTATUD KIRJANDUS.....	87
LISAD.....	90

Lisa A. Väetusroboti platvormi põhikoostejoonis .....	91
Lisa A järg. Väetusroboti platvormi põhikoostejoonis .....	92
Lisa A järg. Raami koostejoonis .....	93
Lisa A järg. Raami koostejoonis .....	94
Lisa A järg. Ääriku I joonis.....	95
Lisa A järg. Ääriku II joonis .....	96
Lisa A järg. Tugivarda joonis.....	97
Lisa A järg. Tugilatt I joonis .....	98
Lisa A järg. Tugilatt II joonis .....	99
Lisa A järg. Kettülekanne koostejoonis .....	100
Lisa A järg. Kettülekanne koostejoonis .....	101
Lisa A järg. Korpuse koostejoonis .....	102
Lisa A järg. Korpuse koostejoonis .....	103
Lisa A järg. Korpuse joonis.....	104
Lisa A järg. Plaadi joonis .....	105
Lisa A järg. Äärik I joonis.....	106
Lisa A järg. Äärik II joonis .....	107
Lisa A järg. Veetava võlli koostejoonis.....	108
Lisa A järg. Võlli joonis.....	109
Lisa A järg. Ääriku joonis .....	110
Lisa A järg. Korpuse kaane joonis .....	111
Lisa A järg. Vaatlusava kaane joonis.....	112
Lisa A järg. Veosilla koostejoonis.....	113
Lisa A järg. Laiendusdetail I koostejoonis.....	114
Lisa A järg. Laiendusdetail I koostejoonis.....	115
Lisa A järg. Toru joonis.....	116
Lisa A järg. Äärik I joonis.....	117
Lisa A järg. Äärik II joonis .....	118
Lisa A järg. Puksi joonis .....	119
Lisa A järg. Ketiratta koostejoonis.....	120
Lisa A järg. Ketiratta koostejoonis.....	121
Lisa A järg. Ketiratta joonis .....	122
Lisa A järg. Rummu joonis .....	123
Lisa A järg. Laiendusdetail II koostejoonis .....	124
Lisa A järg. Tugilatt III joonis.....	125
Lisa A järg. Käänmiku koostejoonis.....	126
Lisa A järg. Käänmiku koostejoonis.....	127

Lisa A järg. Toru joonis.....	128
Lisa A järg. Puksi joonis .....	129
Lisa A järg. Telje joonis .....	130
Lisa A järg. Plaadi joonis .....	131
Lisa B. Lihtlitsents lõputöö salvestamiseks ja üldsusele kättesaadavaks tegemiseks ning juhendaja(te) kinnitus lõputöö kaitsmisele lubamise kohta .....	132

## SISSEJUHATUS

Käesoleva magistritöö eesmärk on arendada kultuurmustika taimede väetusroboti platvormi. Väetusrobot baseerub elektrilise ajamiga maastikusõidukil (ATV) Hecht 56150. Antud ATV kliirens ei võimalda kultuurmustika peenra kohal liikuda, mistõttu on vajalik platvormi modifitseerida sobimaks nimetatud tegevuseks. Magistritöö raames arendatava platvormi konstruktsiooni väljatöötamisel lähtutakse kultuurmustika tüüpsete peenarde ja EMÜ Tehnikainstituudis varasemalt teostatud uuringute tulemusel fikseeritud taimede mõõtmetest, lähteülesandes seatud tingimustest ja eesmärkidest ning samuti asjakohastest teadus- ja kirjandusallikatest. Olulist tähelepanu pööratakse platvormi lahenduses massile. Kogumis on teemakäsitus seeläbi praktiline ja aktuaalne ning huvipakkuva masina projekteerimine on valdkonnapõhise käsitluse tulemusena lahendatud uudse põhjalikkusega.

Kõnealune väetusrobot on ettenähtud eelkõige kultuurmustika taimede väetamiseks ammendunud freesturbaväljadel. Väetusroboti ja sellega kaasnev terviklik arendustöö teostatakse Eesti Maaülikooli Tehnikainstituudi Põllundustehnika töörühmas. Roboti ja selle juurde kuuluva teenindusjaama projekteerimine ning valmistamine on jaotatud mitmeteks erinevateks etappideks. Üheks neist on baasplatvormi kohandamine masinviljeluseks.

Magistritöö on jaotatud kuueks erinevaks peatükiks, et tagada töö loogiline ja korrektne ülesehitus.

Esimeses peatükis koostatakse projekteeritava väetusroboti lähteülesanne ning määratletakse selle peamised parameetrid ja võimekus, millega peab roboti platvormi arendamisel arvestama. Tutvustatakse kultuurmustika viljelemise tehnoloogiat ning taime mõningaid omadusi, mis väetusroboti arendust mõjutavad. Samuti antakse ülevaade olemasoleva ATV platvormi mõõtmetest ja iseärasustest.

Teises peatükis määratletakse baasplatvormi kohandamise võimalikud lahendused. Teostatakse juht- ja veosilla kliirensi suurendamise võimaluste analüüs ning antakse ülevaade peamistest turul pakutavatest lahendustest. Erinevaid lahendusi hinnatakse arendatava platvormiga seondult.

Kolmandas peatükis pöördprojekteeritakse ATV toruraam ning juht- ja veosilla vajalikud detailid. Antakse lühike ülevaade 3D laserskaneerimise tehnoloogiast ja EMÜ

Tehnikainstituudi mõõtelabori koosseisu kuuluvate vastavate seadmete kohta. Peatükis teostatud tegevuste tulemusel raalprojekteeritakse ATV platvormi detailid, mis on aluseks edasisel magistritöö koostamisel.

Neljandas peatükis toimub väetusroboti tarbeks veosilla arendustöö. Teostatakse kliirensi suurendamise eesmärgil vajaliku täiendava jõuülekande valik ning määratletakse ülekannete lahendusviis ja esialgsed mõõtmed. Teostatakse kettülekande projekteerimiseks vajalikud arvutused, lahendatakse veosilla kinemaatiline ülesehitus ja valitakse vajalikud komponendid. Töötatakse välja jõuülekandele sobiv korpus ja lahendatakse selle kinnitusviis olemasolevale veosillale. Samuti teostatakse projekteeritud komponentidele vajalikud kontrollarvutused.

Viiendas peatükis teostatakse jõuülekande korpusele ja selle kinnituspoltidele tugevus- ja jäikusanalüüs. Määratletakse korpusele mõjuvad koormused. Teostatakse mitmed analüüsid raalprojekteerimistarkvaras lõplike elementide meetodil. Esitletakse korpuses tekkivate pingete ja deformatsioonide väärtusi ning võrreldakse erineva seinapaksusega korpuste käitumist koormusolukordades. Analüüside tulemusel optimeeritakse lahendust tagamaks korpuse sobiv jäikus. Esitletakse korpuse tugevdamiseks väljatöötatud detaile.

Kuuendas peatükis töötatakse välja väetusroboti juhtsilla lahendus, mis tagab vajaliku kliirensi ja võimaldab robotil taimerea kohal liikuda ning manööverdada. Teostatakse mitmed analüüsid raalprojekteerimistarkvaras lõplike elementide meetodil. Esitletakse analüüsitava detailis tekkivate pingete ja deformatsioonide väärtusi ning võrreldakse erineva seinapaksusega detailide käitumist koormusolukordades. Analüüside tulemusel optimeeritakse lahendust viisil mis tagab detaili sobiva jäikuse.

Töö lisades on projekteeritud platvormi kooste- ja detailijoonised. Väetusroboti veermiku projekteerimisel ja jooniste koostamisel on kasutatud raalprojekteerimistarkvara *Solid Edge 2021 Academic Edition*.



# 1. VÄETUSROBOTI PLATVORMI ARENDUSE LÄHTEÜLESANNE

## 1.1. Kultuurmustika kasvatamistehnoloogiast tulenevad tingimused

Mustikas (*Vaccinium myrtillus*) metsataimena on üldtuntud ja hinnatud liik, mille marjad on toiduks kasutatavad toorelt, samuti erineval viisil töödeldult ja hoiustatult. Marjad sisaldavad mitmeid kasulikke aineid ja ühendeid. Eesti levinud mustikas kuulub liigina kanarbikuliste sugukonda ja kasvab heitlehelise kääbuspõõsana ehk puhmana. Metsades kasvava mustikapuhma kõrgus varieerub vahemikus 15–40 cm. Võra moodustavad tõusva või püstise varre ja tugevasti harunenud rohelised teravakandilised võrsed [1]. Tänapäeval kasvatatakse mustikat kultuurtaimena tulu saamise eesmärgil istandustes. Eeltoodu tarbeks on aretatud hulgaliselt mustikasorte, tihti on arendustöö eesmärgiks olnud suuremate marjadega sordid. Aretatud sortide võrsete kõrgus varieerub suurel määral, küündides Eestis kasvatatavatel kõrgekasvulistel sortidel üle 1,5 m [1].

Mustika kultiveerimiseks sobivad kerge lõimisega happelised niisked mullad. Seepärast on suur osa Eestis paiknevatest istandustest rajatud endistele, tänaseks kasutusest väljalangenud freesturba tootmiseks ettenähtud turbaväljadele [2]. Esineb mitmesuguseid kasvatustehnoloogiaid ning mustikataimede paigutusviise.

Istanduse planeerimiseks ja taimede paigutamiseks taimeridadesse (peenardesse) on töötatud välja mitmeid juhiseid. 2009. aastal ilmunud L. Käis artiklis „Mustika viljelemistehnoloogia freesturbaväljadele rajatud istandikes“ on töötatud välja istandike lahendused, kus mustikapeenrad vahelduvad tehnoradadega. Artikli järelduste kohasel on istanduse tarbeks vajaliku masinapargi soetamisel või loomisel vajalik arvestada muuhulgas mustikapeenra laiusega ja profiiliga [3: 17]. Kokkuvõttes seavad mustikataimede mõõtmed ja istanduse konfiguratsioon kasutatavatele masinatele teatud nõuded. 2018. aastal Põllundustehnika töörühma poolt Tartumaal Marjasoo talu mustikainstanduses läbiviidud uuringu eesmärgiks oli mustika kasvatamise tehnoloogiliste seadmete, sealhulgas väetusroboti kujundamiseks vajalike andmete kogumine [4: 1]. Uuringu käigus teostati Marjasoo talu mustikainstandikus mitmeid mõõtmisi. Samuti fikseeriti taimede paigutusviis istanduses. Uuritavad taimed olid uuringu ajaks kasvanud ligikaudu 2 aastat. Uuringu tulemuste kohaselt on mustikataimed istutatud järjestikku ritta. Taimede vahekaugus reas üksteisest on vahemikus 915-1800 mm. Taimereas paiknevate

taimede võrsete ristisuunaline projektsioon (võrsete laius) varieerub vahemikus 50-480 mm. Taime võrsete kõrgus varieerub vahemikus 60-390 mm [4: 5]. Tartumaal paikneva Marjasoo talu mustikaistandus on näitena visualiseeritud joonisel 1.1.



**Joonis 1.1.** Marjasoo talu mustikaistandus [5].

Uuringu tulemusi soovitatakse kasutada mustikataimede väetusroboti projekteerimises lähteandmetena. Uuritud mustikaistandust visualiseerib järgnev joonis.



**Joonis 1.2.** Marjasoo talu uuritud mustikaistandus [4].

Arvestades ATV baasplatvormi gabariitmõõtmeid ja mustikataimede istutusplaani, peavad

projekteeritava platvormi peamised mõõtmed olema proportsioonis algsetega. Seepärast muudetakse masina pikkust, telgede vahet ja rööbet üksnes minimaalselt. Masina veermik peab võimaldama liikuda taimereal viisil, kus taimerida paikneb väetusroboti rataste vahelisel alal. Seega liigub projekteeritava väetusroboti kere taimerea kohal. Eelkirjeldatud viisil taimerea kohal liikumine on võimalik eelkõige taimede esimestel kasvuaastatel. Hilisemas kasvuperioodis katavad taimede võrsed, olenevalt taimesordist, suurema osa taimeridade vahelisest alast [6: 20]. Seepärast on projekteeritava väetusroboti käsitluses seatud eesmärgiks konstrueerida masina platvorm, mis võimaldab liikuda 1–3 aastat istanduses kasvanud taimerea kohal. Lisaks taimerea laiusele piirab projekteeritava väetusroboti kasutamist vanemates istandustes ka taimede kõrgus. Olenevalt kasvukohast ja teistest tingimustest võib taimede võrsete juurdekasv aastas küündida 8-11 cm [7: 35]. Vanemate istanduste kultiveerimine tuleb lahendada alternatiivsete meetoditega. Eelpool esitatud informatsiooni alusel on asutud seisukohale, et projekteeritava väetusroboti platvormi arendamisel on vajalik tulenevalt mustikaistanduse iseärasustest arvestada järgnevate tingimustega:

- väetatava taimerea kõrgus ligikaudu 550 mm;
- väetatava taimerea laius ligikaudu 500 mm.

Täpsemad mõõtmed tulenevad konstruktsioonilistest valikutest ja kujunevad edasise projekteerimise käigus. Seejuures peab magistritöö autor vajalikuks märkida, et magistritöö käigus töötatakse välja väetusroboti platvormi esmane prototüüp. Lõplik konstruktsioon ja disain on võimalik lahendada koos robotit teenindavate abivahendite (laadimis- ja hooldusjaam jms) väljatöötamisega.

## 1.2. Platvormile esitatavad tehnilised tingimused

Platvormi projekteerimisel on vajalik arvestada baasmasinaks oleva ATV konstruktsiooni, omaduste ja mõõtmetega. ATV tootja poolt esitatud informatsiooni kohaselt on masina Hecht 56150 tehnilised andmed järgmised [8]:

- pikkus 1450 mm;
- laius 1020 mm;
- kõrgus 960 mm;
- mass 120 kg;
- liikumiskiirus kuni 40 km/h;
- kandevõime 120 kg;
- ajamiks elektrimootor 60 VDC, 1200 W.

Tootja interneti kodulehel esitatud tehniliste andmete vähesuse tõttu teostati kõnealuse ATV vajalike sõlmede ja gabariitide mõõtmised, mille tulemusel on fikseeritud andmed järgmised:

- kliirens 150 mm;
- rataste vahekaugus esiteljel 650 mm;
- rataste vahekaugus tagateljel 450 mm;
- telgede vahe 950 mm.
- välisgabariit esiteljel 1100 mm;
- välisgabariit tagateljel 900 mm.

Mõõtmised teostati kasutades taatlemata mõõtevahendeid ja lihtsat metoodikat ning seetõttu on fikseeritud andmed üksnes ligikaudsed. Arvestades projekteeritava masina otstarvet ja asjaolu, et tegu on prototüübiga, võib hinnata fikseeritud andmete täpsuse piisavaks.

Mustikataimi on vajalik väetada vegetatsiooniperioodil 2 kuni 3 korda [4: 2]. Istandused rajatakse või on tihti rajatud kasutusest väljalangenud turbaväljadele, kus maapinna kandevõime on väike [3: 16]. Seepärast esineb võimalus, et väetusroboti korduvalt samal trajektooriga liikumisel tekivad maapinda roopad. Roopa tõttu paigutub väetusroboti kere taime suhtes madalamale. Eeltoodud asjaolu tõttu on vajalik väetusroboti kliirens projekteerida piisava varuga, võimaldamaks liikuda taimerea kohal taime vigastamata.

Ratastel veereva maismaasõiduki, sh traktori ja teiste põllumajanduses kasutatavate sõidukite pikistabiilsusele avaldab positiivset mõju suurem telgede vahe. Suurem telgede vahe võimaldab paigutada masina koormaks olevat massi enam telgede vahele ning seeläbi vähendab masina pikisuunalise ümberpaiskumise riski. Külgsuunalist ümberpaiskumise riski vähendab sõiduki rööpmelaiuse suurendamine [9: 149].

Baasmasinaks valitud ATV madalaim kliirens tehaseseades on ligikaudu 150 mm ja paikneb veosilla korpuse all. Masina madalaim kliirens on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 1.3.** ATV Hecht 56150 [8].

Eeltoodust lähtuvalt on vajalik projekteerida juht- ja veosillale tehniline lahendus kliirensi suurendamiseks. Veosilla tehniline lahendus peab endas kätkema ATV ajamiseks oleva elektrimootori võimsuse ja pöördemomendi ülekannet veoratastele. Pöörleva liikumise ülekandmiseks on mitmeid mehaaniliste ülekannete tüüpe. Vedava ja veetava lüli vahelise kontakti iseloomustamise alusel jagunevad ülekanded hõõrdumisega ja hambumisega ülekanneteks. Hõõrdülekannete hulka kuuluvad näiteks rihm- ja ratashõõrdülekanded, hammasülekannete hulka hammas-, tigu- ja kettülekanded [10: 82]. Tulenevalt

väetusroboti kliirensi suurendamise vajadusest on mõistetav, et projekteeritava täiendava ülekande telgede vahe kujuneb märkimisväärseks ning seeläbi seab suur kliirens ülekandele mitmed tehnilised tingimused. Väetusroboti liikumissuuna muutmise vajadusest tulenevalt on vajalik projekteerida reverseeritav ülekanne. Arvestades tehaseseades ATV maksimaalselt liikumiskiirust 35–40 km/h, on projekteeritav veoülekanne vajalik lahendada aegustava ülekandena. Vastasel korral on väetusroboti liikumiskiirus mustikaimede väetamiseks liialt suur, samuti on raskendatud manööverdamine istanduses. ATV ajamiks oleva elektrimootori efektiivse jahutamise kindlustamiseks on vajalik tagada mootori töö võimalikult lähedal nimipöörlemissagedusele. Arvestades kõnealuse ATV massi ning kandevõimet on projekteeritava jõuülekande ja juhtsilla tehnilise lahenduse materjalimahukus ja seeläbi võimalik mass piiratud.

Arvestades töö jaotises 1.1. käsitletud uuringute andmeid, mustikataimede ja olemasoleva ATV parameetreid hindab töö autor väetusrobotile sobiva platvormi projekteerimise võimalikuks. Vajalik on valida modifitseerimiseks sobivad tehnilised lahendused, mis tagavad väetusroboti efektiivse tööprotsessi, kuid on tehniliselt teostuselt optimaalsed ja lihtsad.

Kokkuvõtvalt seab lähteülesanne väetusroboti veermiku projekteerimisele järgnevad tehnilised nõuded:

- ligikaudne kliirens 550-600 mm;
- minimaalne rataste või sildade detailide vahekaugus juht- ja veosillal 500 mm;
- võimalusel telgede vahe suurendamine;
- reverseeritav jõuülekanne;
- aeglustav ülekanne;
- juht- ja veosilla lahenduse optimaalne mass.

Eeltooduga on täpsustatud ja analüüsitud olemasoleva maastikusõiduki asjakohaseid tehnilisi parameetreid ning kujundatud edasiseks arendustööks lõplikud tehnilised tingimused.



## **2. ATV VEERMIKU TÄIENDUSLAHENDUSED**

### **2.1. Võimalike lahenduste määratlemine**

Masinaehitusliku projekteerimise üheks etapiks on olemasolevate, turul pakutavate tehniliste lahenduste ja toodete uuring ning ülevaate loomine. Projekteerimisest huvitatud isiku seisukohast lähtudes on oluline, et töö oleks teostatud vähese ajaga, tagatud oleks lahenduse sobiv tehniline tase ning teostus mugav ja soodne. Nimetatud tingimused võivad osutada vastuolulisteks ja seeläbi projekteerimistegevus vaevanõudvaks. Igasugune tootearendus peab lähtuma alati vajadusest, samuti on tegu loominguks protsessiga, mis kätkeb endas pidevat lahenduste väljasõelumist [11: 17]. Üheks võimaluseks sobiva tehnilise lahenduse leidmisel on töötada välja asjakohaste lahenduste nimekiri ning eeltoodu alusel teostada turul pakutavate lahenduste ja toodete uuring. Nimetatud samm lihtsustab hilisemat projekteerimist andes võimaluse kasutada olemasolevaid ostutooteid ja komponente. Masinaehituses ei ole mõistlik lahendada kõiki ettetulevaid probleeme iseseisvalt.

Eesmärk on arendada baasplatvorm sobivaks autonoomse väetusrroboti tarbeks. Nimetatud tingimus seab võimalikele tehnilistele lahendustele olulised piirid – lahendused peavad olema sobivad kasutamiseks olemasoleva ATV veermikus. Soovitav on säilitada eksperimentaalses masinas võimalikult hulgaliselt olemasolevaid lahendusi ja detaile. Arvestada tuleb muuhulgas masina juht- ja veosilla lahendusega, mõõtmetega, massiga ja võimsusega ning masina liikumiskiiruse vähendamise vajadusega. Eeltoodu alusel on leitud, et sobivateks lahendusteks masina kliirensi tõstmisel on:

- täiendavad mehaanilised jõuülekanded veosillal;
- täiendavad hüdraulilised jõuülekanded veosillal;
- elektriajamiga käitatavad veorattad veosillal;
- juhtsilla kliirensi tõstmise lahendused.

Turul pakutavate lahenduste tuvastamiseks on teostatud uuring ja esitletud antud peatüki järgnevas jaotises mõningate olemasolevate lahenduste ülevaade.

## 2.2. Täiendavad mehaanilised jõuülekanded

Mehaaniliste ülekannete hulka kuuluvad traditsiooniliselt erinevad reduktorid, kett ja rihmülekanne. ATV-de kui maastikusõidukite kliirensi suurendamiseks pakutavaid lahendusi kõnealuse masina tootja oma interneti kodulehel kuvatud info kohaselt ei paku. Tõenäoliselt võib põhjus peituda tootja sihtgruppides. Alternatiivsete tootjate poolt pakutavad lahendused põhinevad eelkõige silindriliste hammasratastega reduktoritel. Tüüpiliseks lahenduseks on ettevõtte *SuperATV LLC* tootevalikus olev kaheastmeline silindriline reduktor. Reduktor on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 2.1.** *SuperATV LLC* reduktor ATV kliirensi tõstmiseks [12].

Nimetatud reduktoreid pakutakse mitmetele ATV markidele sobivatena. Tootja *Hecht* masinatele sobivaid reduktoreid valikus ei ole. Nimetatud reduktor suurendab masina veosilla kliirensit ligikaudu 200 mm ning on vähesel määral aeglustava ülekandega. Reduktori mass ligikaudu 70 kg. Reduktorid on ettenähtud kasutamiseks võimsate sise põlemismootoritega (töömaht 700 cm<sup>3</sup> ja enam) varustatud ATV –del. Tutvudes teiste ettevõtete sarnaste toodetega on selgunud, et reduktorite sisend- ja väljundvõllide tsentrite vahe, ehk masina kliirensi suurenemine asetub sarnasesse suurusjärku. Eeltoodu alusel järeldub, et nimetatud lahendus ei ole sobiv kasutamiseks baasplatvormi veermiku kliirensi tõstmisel.

Alternatiivseks lahenduseks ATV-de kliirensi tõstmisel pakuvad erinevad tootjad ning lisavarustust müüvad ettevõtted roomikute komplekte. Roomikusüsteem kinnitatakse masina veosilla külge poltliidetega. Tüüpiliseks lahenduseks on ettevõtte *Xiamen*



*Worthpart Machinery Co., Ltd* tootevalikus olevad roomikukomplektid. Toode on visualiseeritud järgneval joonisel.

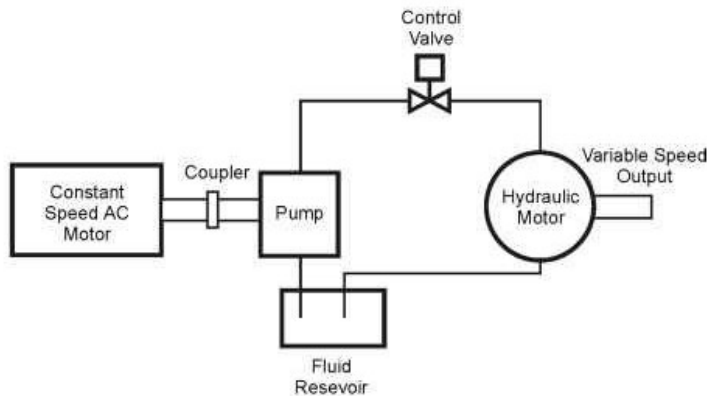


**Joonis 2.2.** *Xiamen Worthpart Machinery Co., Ltd* roomikukomplekt [13].

Nimetatud roomikuid pakutakse eelkõige Hiinas valmistatud ATV-dele sobivatena. Arvestades, et baasplatvormiks valitud ATV konstruktsioon sarnaneb Hiina masinate konstruktsiooniga, võib osutuda võimalikuks sobivad roomikud arvukatest müügiportaalidest leida. Nimetatud komplekt suurendab masina veosilla kliirensit ligikaudu 100 mm. Komplekti mass ligikaudu 18 kg. Tutvudes teiste ettevõtete sarnaste toodetega on selgunud, et masina kliirensi suurenemine asetub sarnasesse suurusjärku. Uuringutega on tuvastatud, et roomiku kasutamisel on põllumajandusmasina võimsuskadu võrreldes õhkrehvi kasutamisega 10% suurem [48: 8]. Samuti on roomiklahenduse ülalpidamine tülilam süsteemi hooldamise seisukohast ning seeläbi kokkuvõttes rahaliselt kulukam. Eeltoodu alusel asuti seisukohale, et nimetatud lahendus ei ole sobiv kasutamiseks kõnealuse ATV veermiku kliirensi tõstmisel.

### 2.3. Täiendavad hüdraulilised jõuülekanded veosillal

Hüdraulilised jõuülekanded ajami ja täituri vahel baseeruvad hüdrostaatilises lahenduses hüdraulikapumbal ja hüdromootoril. Pumba sisendvõlli kaudu edastatava mehaanilise töö arvelt tõstetakse töövedeliku potentsiaalset ja kineetilist energiat ning hüdromootori abil muundatakse energia tagasi mehaaniliseks tööks. Hüdrostaatilise jõuülekande põhimõtteline skeem on esitatud järgneval joonisel.

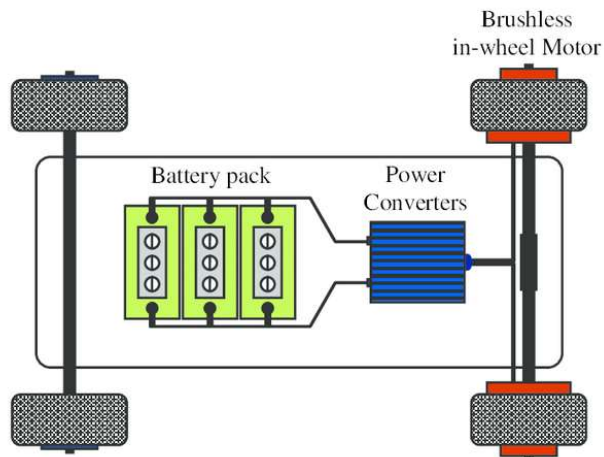


**Joonis 2.3.** Hüdrostaatilise jõuülekande põhimõtteline skeem [14].

Nimetatud lahenduses on võimalik pump ja mootor asetada üksteisest märkimisväärsele kaugusele. Tõenäoliselt ei ületa arendatava roboti vajalik kliirens eelnimetatud kriitilist kaugust. Hüdraulilist jõuülekannet kasutatakse tihti rasketel roomikmasinatel, näiteks ekskavaatoritel, laaduritel ja buldooseritel. Väiksematel ja seeläbi ka vähem võimsamatel masinatel hüdraulilist jõuülekannet üldjuhul ei kasutata. Kõnealusele ATV-le sobivaid hüdraulilisi jõuülekandeid ei õnnestunud internetiotsingute käigus leida. Hüdraulilise jõuülekande üks olulisemaid puuduseid on märgatavalt madalam kasutegur võrreldes mehaaniliste ülekannetega. Uuringute tulemuste alusel on selgunud, et põllumajandusliku traktori hüdrostaatilise jõuülekande kasutegur võib maksimaalselt ulatuda 80% -ni [47:9]. Arvestades arendatava väetusroboti ajamiseks oleva elektrimootori piiratud võimsust ja pöördemomenti, ei ole otstarbekas lahendada jõuülekannet madala kasuteguriga. Hüdraulilise jõuülekande lisamine olemasolevale platvormile kätkeks endas jõuülekande kontseptsiooni ja olemasoleva lahenduse täielikku väljavahetamist. Samuti on vajalik sel juhul täiendavalt lahendada masina suuna muutmise vajadusest tulenev veorataste liikumiskiiruste erinevuse võimaldamine ehk diferentsiaalreduktorit asendav seadis. Eeltoodu alusel asuti seisukohale, et nimetatud lahendus ei ole sobiv kasutamiseks kõnealuse väetusroboti veermiku kliirensi suurendamisel.

## 2.4. Elektriajamiga käitatavad veorattad veosillal

Arendatava väetusroboti veosilla kliirensi suurendamise üheks võimaluseks on lahendada veorataste käitamine vahetult elektrimootorite abil. Nimetatud lahendustes on veosillas mõlema ratta lähedusse või ratta sisemusse paigutatud elektrimootorid. Arvestades, et nimetatud lahenduses puudub takistav mehaaniline ülekanne on võimalik masina kliirensit muuta suurtes piirides. Vahetult veoratastes paiknevate elektrimootoritega lahendatud sõiduki veoskeem on kujutatud järgneval joonisel.



**Joonis 2.4.** Rattasiseste elektrimootoritega veoskeemi põhimõtteline lahendus [14].

Rattamootoritega lahenduse eeliseks on kõrge elektriline efektiivsus, puuduvad ülekannetest tulenevad täiendavad võimsuskaod ja lihtne mehaaniline konstruktsioon [14: 3]. Kõnealusele ATV-le sobivaid rattamootoreid ja lahendusega kaasnevaid tehasealisi komplekte ei õnnestunud internetiotsingute käigus leida. Eelnimetatud lahendus eeldab kõnealusel väetusroboti veermikul ajami, veosilla, veorataste ja juhtelektroonika täielikku asendamist. Reaalses olukorras kätkeb tegevus tõenäoliselt ka kõrge maksumusega arendusprotsessi. Sisuliselt on vajalik muuta kogu kontseptsiooni ning sel juhul on lihtsam ja otstarbekam projekteerida väetusrobotile uus raam ning veermik. Eeltoodu alusel asuti seisukohale, et nimetatud lahendus ei ole sobiv kasutamiseks kõnealuse väetusroboti veermiku kliirensi suurendamisel.

## 2.5. Juhtsilla kliirensi tõstmise lahendused

Arendatava väetusroboti juhtsild on kontseptsioonilt topelt õõtshoobadega, käänmikuga ja vedruamortisaatoriga vedrustatud juhtsild. Sõidukite juht- ja veosildade vedrustamise eesmärkideks muuhulgas on rataste kontakti säilitamine teekatte või pinnasega. Arvestades, et projekteeritav väetusrobot on ettenähtud liikuma istandustes, kus pinnas ei ole piisavalt tasane, on vajalik, et üks masina sildadest peab olema varustatud vedrustuse või pinnast kopeeriva lahendusega. Arendatava väetusroboti baasiks oleva ATV tehaseades juhtsild on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 2.5.** ATV *Hecht 56150* juhtsild [8].

Kõnealusele ATV-le sobivaid tehaselisi juhtsilla kliirensit suurendavaid komplekte ei õnnestunud internetiotsingute käigus leida. ATV-dele lisavarustust pakkuvate ettevõtete asjakohane tootevalik piirneb üldjuhul nelikveoliste ATV-de juhtsildadele lisatavate hammasratasreduktoritega. Nimetatud lahendust on kirjeldatud töös eelnevalt.

Tüüpiliseks lahenduseks põllumajandusmasinate juhtsildade kliirensi tõstmisel on käänmike pikendamine. Silla tala paigutus on seejuures algne. Nimetatud lahenduse näide on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 2.5.** Traktori *Case IH* suurendatud kliirensiga juhtsild [15].

Eeltoodu alusel asuti seisukohale, et arendatava väetusroboti juhtsilla kliirensi suurendamine tuleb lahendada olemasolevate käänmike pikendamise teel.

### 3. ATV RAAMI PÖÖRDPROJEKTEERIMINE

#### 3.1. Laserskaneerimise tehnoloogia ja seadmed

EMÜ Tehnikamaja mõõtelabori mõõteseadmete koosseisu kuulub mõõtemanipulaator *Nikon MCx20* ja 3D laserskanner *Nikon ModelMarker MMDx50* koos laserskaneerimise opereerimistarkvaraga *Focus II*. Nimetus 3D tähendab lahtiseletatult 3 – mõõtmelisust. Sisuliselt on tegemist XYZ koordinaadistikus lähenemisviisiga, kus suvalise objekti mõõtmed ja kuju on iseloomustatud kõigi kolme telje väärtustega. 3D skaneerimise tulemusena salvestub 3 – mõõtmeline digitaalne informatsioon uuritava objekti mõõtmete ja kuju kohta. Nimetatud informatsiooni nimetatakse punktipilveks. Punktipilv on sisuliselt dokument mõõdistatud objekti hetkeolukorrast [16: 2]. Punktipilv koosneb olenevalt skaneeritud objektist, miljonitest punktidest, mis sisaldavad infot punktide asukoha koordinaatide ja objekti suunas saadetud signaali peegelduse intensiivsuse kohta. Klassikaline terestiline skaneerimine toimub olukorras, kus skaneerimisseade on liikumatult paigal. Tänapäeval on välja arendatud tehnoloogia, kus skaneerimisseade paigaldatakse robotkäe või inimjõu abil liigutatava mõõtemanipulaatori külge. Sel juhul on liikumatult paigal uuritav objekt ning skanner liigub ümber objekti. Seejuures fikseeritakse pidevalt skanneri asukoht robotkäe või liigenditega varustatud mõõtekäpa asendi alusel. Tehnoloogia mõõtetäpsus on suur, mis võimaldab seadet kasutada pöördprojekteerimiseks.

3D laserskanner *ModelMarker MMDx50* on digitaalne portatiivne ja kompaktne skanner, mis on ettenähtud eelkõige objektide kontrollmõõdistamiseks ning pöördprojekteerimistööde tarbeks 3-mõõtmeliste mudelite skaneerimiseks. Seadmega on võimalik skaneerida väga laias valikus materjale. Eeltoodud omaduse tagab seadme vastav teostus, kus skaneerimise käigus toimub pidev automaatne laseri võimsuse reguleerimine.

Seadme mõningad tehnilised parameetrid on nimetatud alljärgnevas loetelus [17]:

- laserkiire laius 50 mm;
- minimaalne skaneerimise kaugus objektist 95 mm;
- mõõtetäpsus 7 $\mu$ ;
- maksimaalne kaadrisagedus 150 Hz;
- laserkiire laiusel paiknevate punktide arv 1000;
- laseri võimsusklass 2;
- seadme mass 400  $\pm$  20 g.

Laserskanneri disain on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 3.1.** Laserskanner *Nikon ModelMarker MMDx50* [17].

Skaneeritava objekti materjali pinnaomadusi (värvus ja peegelduvus) jälgitakse pidevalt ning vastavalt vajadusele toimub laseri seadistamine. Tulemusena suudab seade kiirelt ja edukalt skaneerida erinevate materjalide pindasid, puudub vajadus kasutada spetsiaalset pinnakatet, matistamist ning muid abivahendeid. Seadmega on võimalik ühenda mitmesuguseid kontaktipõhiseid mõõtmisinstrumente. Skanner ühildub mitmete mõõtemanipulaatoritega.

Mõõtemanipulaator *Nikon Metrology MCAx20* on portatiivne 7 vabadusastmega manipulaator. Seade on koostatud mitmetest omavahel šarniirselt ühendatud süsinikkiust torujatest elementidest. Konstruktsioon on jäik ja termiliselt stabiilne. Kasutusmugavuse ja töökoormuse vähendamiseks on kasutusel vastukaalusüsteem, mis tasakaalustab manipulaatori sirutusest tulenevat raskusjõudu. Manipulaatori tööpõhimõtte rajaneb elementide vaheliste asendite (nurkade) pidevas jälgimises, mis on teostatud vastavate asendiandurite abil. Seade on varustatud portatiivsete kalibreerimistarvikutega, mis võimaldab seadme laia kasutusala. Seadme kinnitus töölauale või alternatiivsele alusele on lahendatud universaalselt, hõlmates nii magnet-, kui vaakumkinnitusi. Seadme koosseisu kuulub masti lukustussüsteem, kandesang, toiteplokk ja andmete töötlemiskeskus. Seadme mõningad tehnilised parameetrid on nimetatud alljärgnevas loetelus [17].

- töötsooni ulatus 2 m;
- mõõdetud punktide kordamistäpsus 0,023 mm;
- mõõdetekauguse täpsus  $\pm 0,033$  mm;
- töötemperatuur 0 kuni  $+ 50^{\circ}$  C;
- toitepinge 100 kuni 240 V AC;
- mass 8,2 kg.

Mõõtemanipulaatori konstruktsioon ja disain on visualiseeritud järgneval joonisel.



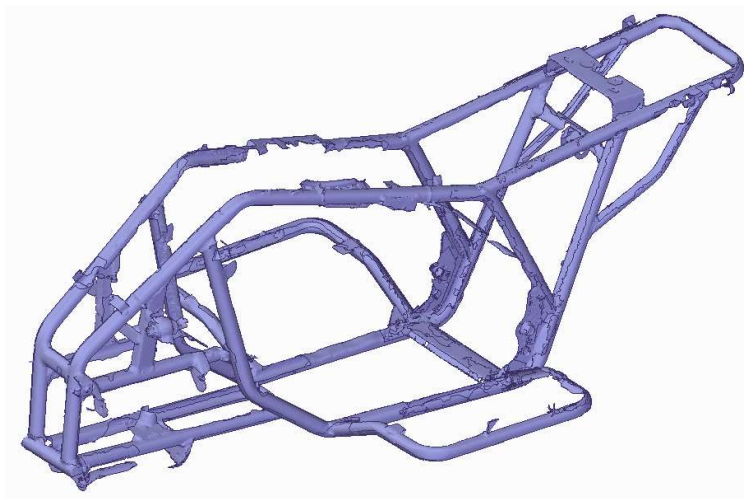
**Joonis 3.2.** Mõõtemanipulaator *Nikon MCAX* seeria [17].

Skaneerimise protsessis on oluline, et alustades valitakse asukoht, mis tagab manipulaatori masti võimalikult suure liikumisulatuse ja erinevad skaneerimismurgad. Seejuures tuleb tagada liikumisruum skaneerimist teostavale isikule. Arvestama peab asjaoluga, et soovitatav ei ole kogu tööprotsessi jooksul manipulaatori aluse ja uuritava objekti asukoha muutmine. Vastasel korral tekivad erinevate skaneerimistsüklite koordinaatides nihked ning punktipilve erinevad kihid ei kattu. Skaneerimisele eelnevalt on vajalik seadistada tarkvaraliselt soovitud skaneerimise resolutsioon. Resolutsioon ehk mõõtepunktide lahusus on kahe mõõdetud punkti vaheline kaugus. Resolutsioonist sõltub punktipilve tihedus ja seeläbi ka skaneerimise tulemusena tekkiva andmemahu suurus. Skaneerimisel on oluline, et skanneri laserkiire poolt objekti pinnale kuvatud punast tooni horisontaalne kriips ühtib skanneri kaamera fookustäpiga [17]. Skaneerimisel tuleb skanner esmalt viia aktiivsesse režiimi. Selleks teostatakse ühekordne vajutus vastavale päästiknupule. Järgneva vajutusega alustab skanner objekti mõõdistamist ning samal ajal kuvatakse juhtarvuti ekraanil pidevalt tekkivat punktipilve kujutist. Eeltoodu alusel on lihtne otsustada täiendava skaneerimise vajadust. Skaneerimisel tuleb skannerit hoida kindlalt käe haardes, seejuures liikuda sujuvate liigutustega paralleelselt mõõdistava pinnaga. Vältida tuleb skanneri ja mõõtemanipulaatori korpuse, samuti skaneeriva isiku kokkupuudet uuritava objektiga.

### 3.2. Olemasoleva raami laserskaneerimine ja modelleerimine

Arendatava põllumajandusliku väetusroboti platvormi väljatöötamise üheks eelduseks on olemasoleva raami ja teiste vajalike detailide CAD jooniste valmistamine. Põhjuseks vajadus täiendada olemasolevat platvormi raalprojekteerimistarkvara abil. Alternatiivseks võimaluseks on hankida mudelid ATV tootjalt. Vaatamata korduvatele kirjalikele pöördumistele *Hecht Motors s.r.o.* e-posti aadressidele ei õnnestunud jooniseid hankida. Seejärel asuti seisukohale, et vajalikud joonised tuleb töö koostamise käigus valmistada. Baasplatvormi uurimisel on tuvastatud, et konstruktsioon koosneb ruumilisest toruraamist ja sellega poltliidete abil ühendatud juht- ja veosilla detailidest. Tulenevalt magistritöö eesmärgist pöörati jooniste koostamisel tähelepanu üksnes toruraamile ja juht- ning veosillale. Toruraam on oma olemuselt suhteliselt keerukas ruumiline konstruktsioon, kus mitme erineva ristlõikega terastorud on keevisliidete abil omavahel ühendatud tervikuks. Seejuures paiknevad torustiku lõigud üksteise suhtes samaaegselt mitme erineva nurga all. Seepärast asus töö autor konsulteerides magistritöö juhendaja T.Lillerand'iga ja EMÜ teadur T.Leemet'iga seisukohale, et toruraami CAD joonis on mõistlik välja töötada 3D laserskaneerimisega pöördprojekteerides.

ATV toruraam ja kogu platvorm on skaneerimiseks piisavalt keerulise ruumilise ehituse ja kujuga, sisaldades hulgaliselt erinevaid külgemonteeritud komponente. Seepärast oli vajalik platvorm osaliselt osandada ja raami skaneerida mitmest küljest. Skaneerimine viidi läbi kokku neljal korral. Skaneerimiste tulemusena tekkinud punktipilvedest loodi teadur T.Leemet'i abiga vastava tarkvara abil virtuaalne 3D mudel STL failina. Nimetatud mudel on visualiseeritud järgneval joonisel.

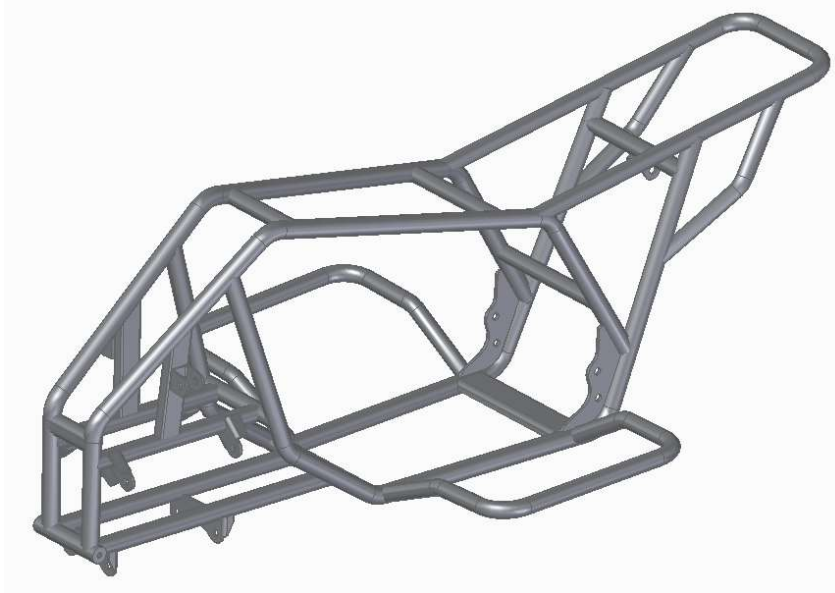


**Joonis 3.3.** ATV skaneeritud toruraami 3D mudel.



Vaatamata korduva skaneerimisele selgus praktilise töö tulemusena, et ATV raami ei olnud võimalik 100% ulatuses mõõdistada. Põhjuseks skanneri mõõtmed, mõõtemanipulaatori masti liikumispiirangud ja raami kuju.

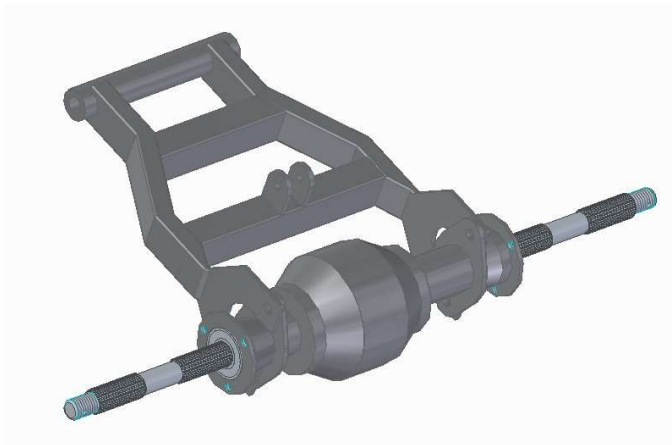
Edasise pöördprojekteerimise käigus oli vajalik skaneerimise tulemusel väljatöötatud STL faili alusel raalprojekteerimistarkvara abil modelleerida kõnealune toruraam CAD joonisena. Eesmärgiks võeti üksnes magistritööks koostamiseks vajalike omadustega mudeli väljatöötamine. Nimetatud tegevuse läbiviimise käigus selgus, et skaneeringu tulemusel väljatöötatud STL failis olev raami kujutis koosneb mitmetest erinevatest ja omavahel nihkes olevatest kihtidest. Nihete väärtused sisuliselt ei oma kokkuvõttes olulist mõju tegevuse tulemusele, kuid raskendavad mudeli väljatöötamist märkimisväärselt. Töö autori kasutuses oleva õppeotstarbelise litsentsiga raalprojekteerimistarkvara tehnilised võimalused on kõnealuse tegevuse osas piiratud. Samuti puudus töö autoril eelnev kogemus laserskaneerimise tulemusel valminud faili alusel piisavalt täpse mudeli väljatöötamisel. Seepärast kaasati ATV toruraami mudeli väljatöötamisel ettevõtte OÜ M&M Technology abi. Nimetatud abi seisnes üksnes toruraami CAD joonise valmistamises. ATV toruraami CAD joonis on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 3.4.** ATV toruraami joonis.

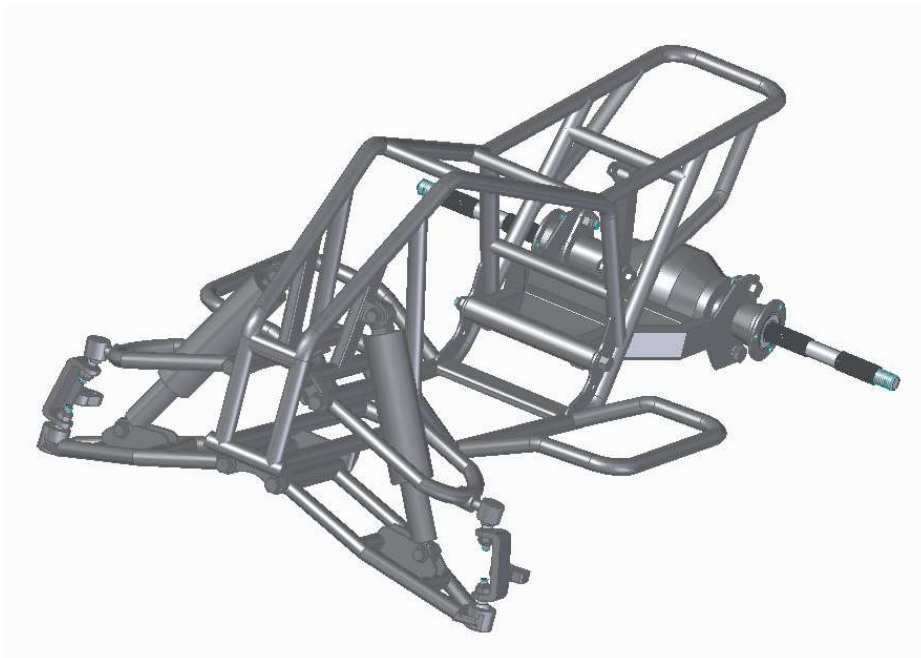
Olemasoleva ATV juht- ja veosilla detailid on magistritöö autori poolt mõõdistatud ja raalprojekteerimistarkvaras joonestatud. Jooniste täpsust ja detailsust hinnati piisavaks töö eesmärgi saavutamisel. Töö käigus tuvastati detailidel mitmeid kooste- ja

geomeetriadefekte. Teostatud modelleerimise visualiseerimiseks on allpool esitatud mudel veosilla ja tagavedrustuse detailidest.



**Joonis 3.5.** ATV veosilla ja tagavedrustuse koostejoonis.

Pöördprojekteerimise tulemusel väljatöötatud toruraami ja juht- ning veosilla detailide koostamise tulemusel valminud platvormi mudel on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 3.6.** ATV toruraami, juht- ning veosilla koostejoonis.

Eeltooduga on olemasoleva ATV platvorm magistritöö edasiseks koostamiseks vajalikus mahus pöördprojekteeritud ning järgnevates peatükkides toimub platvormi arendamine väetusrobotile sobivaks.

## 4. VÄETUSROBOTI VEOSILLA ARENDUS

### 4.1. Veosilla jõuülekande valik

Jõuülekande tüübi valiku aluseks on mitmed objektiivsed tegurid ja asjaolud, sealhulgas eelnevas peatükis analüüsitud lahenduste tulemused. Töö autori hinnangul on põhiliseks lähtetingimuseks olemasoleva ATV kliirensi suurendamise vajadus etteantud väärtuseni ja liikumiskiiruse vähendamine. Madalaim mõõdetud kliirens paikneb ATV tagumise veosilla peaülekande korpuse ja toetuspinna vahel,  $h_{k.ATV} = 150$  mm. Projekteeritava väetusroboti kliirensiks on lähteülesande kohaselt seatud  $h_{kvr} = 550-600$  mm. Eeltoodu alusel:

$$h_2 = h_1 - h_{k.ATV}, \quad (4.1.)$$

kus  $h_2$  on jõuülekandega saavutatav kliirensi kõrguse lisa mm;  
 $h_1$  - väetusroboti vajalik kliirens mm;  
 $h_{k.ATV}$  - olemasoleva ATV kliirens mm.

$$h_2 = 600 - 150 = 450 \text{ mm}$$

Eeltoodu alusel selgus, et veosillale on vajalik projekteerida külgülekanded, mis suurendavad väetusroboti kliirensit hinnanguliselt 450 mm ulatuses. Kinemaatilise skeemi kohaselt on tegu olukorraga, kus olemasoleva ATV tagumine veosild moodustab ülemise vedava võlli ning väetusroboti tagumisi rattaid käitavad võllid moodustavad alumise veetava võlli. Seejuures on tegu lihtsustatult selgitades kahe paralleelse ja kõrguslikult erinevalt paikneva süsteemiga. Jõuülekandele esialgne vajalik telgede vahe kujuneb:

$$a' = h_2, \quad (4.2.)$$

kus  $a'$  on jõuülekande esialgne telgede vahe mm;  
 $h_2$  - jõuülekandega saavutatav kliirensi kõrguse lisa mm.

Jõuülekande projekteerimise ja hilisema valmistamise lihtsustamise eesmärgil peeti võimalikuks valida hammas-, rihm- ja kettülekande vahel. Hammasülekande lahendamise raskusteks on kõnealusel juhul vedava ja veetava võlli märkimisväärne kaugus. Valides hüpoteetiliselt hambumise mooduliks  $m = 2,5$  ning valides ettevõtte *Mädler GmbH* [18] tootekataloogist veetavaks hammasrattaks suurima võimaliku hammaste arvuga hammasratta  $z = 120$ , läbimõõduga 305 mm selgub, et kõrguslikult tagab nimetatud valik

kliirensi lisandumise ligikaudu 150 mm. Valides vedavaks hammasrattaks hammasratta hammaste arvuga  $z = 48$ , läbimõõduga 125 mm, kujuneb üheastmelise lahendusena ülekande telgede vaheks ligikaudu 210 mm. Eeltoodu alusel selgub, et üheastmelise ülekandega (reduktoriga) ei ole võimalik lähteülesande kohast kliirensit tagavat hammasülekannet projekteerida. Mitmeastmelise ülekande projekteerimine ja hilisem valmistamine osutub oluliselt keerulisemaks, samuti tõenäoliselt on lahenduse maksumus kõrgem. Samuti lisandub mitmeastmelise ülekande kasutamisel märkimisväärselt massi. Eelnevalt kirjeldatud 305 mm läbimõõduga hammasratta tooriku mass tootja kataloogi alusel on ligikaudu 11 kg [18]. Lahendades ülekanded 2 astmeliselt, hindab töö autor kahe jõuülekande massiks ligikaudu 50 kg. Täiendavaks mõjuvaks teguriks kujunevad suurte mõõtmete ja massidega, pöörlevate hammasrataste kineetilised energiad. Väetusroboti tööprotsessis esineb hulgaliselt paigaltvõtmisi ja pidurdusi. Arvestades masina kogumassi ja ajami võimsust tõdeti, et hammasülekande kasutamine ei ole otstarbekas.

Ülekande võimalikust telgede vahest lähtuvalt on projekteeritava väetusroboti veosilla täiendava aeglustava ülekandena võimalik kaaluda rihmülekande kasutamist. Rihmülekandel on mitmeid eeliseid, kuid töö autori hinnangul esinevad antud tüüpi ülekandel olulised puudused, millest olulisemaks hindab suurt koormust võllidele ja laagritele [10: 109]. Eeltoodud asjaolu põhjustab probleeme nii ülekande laagerduse, kui ka ülekande kere ehk korpuse projekteerimisele.

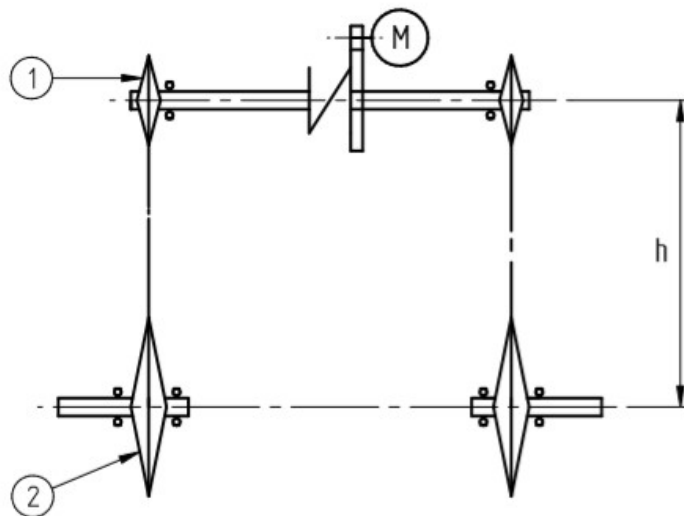
Sarnaselt rihmülekandele, võimaldab väetusroboti kliirensi suurendamist vajalikus mahus kettülekanne. Kettülekanne on olemuselt hambumisega ülekanne, mis võimaldab püsivat keskmist ülekandearvu ja osutub rihm- ning hammasülekandest kompaktsemaks [19: 5].

Kokkuvõtvalt on kasutatud kirjanduse ja tootjate tootekataloogide põhjal eelnevalt käsitletud tüüpi ülekannete asjakohased hinnangulised eelised ja puudused nimetatud järgnevas tabelis.

**Tabel 1.** Ülekandetüüpide mõningad eelised ja puudused.

Ülekande tüüp / omadus	Telgede vahe ühes astmes	Maksimaalne ülekandearv	Kompaktsus	Teostatavus	Maksumus
Hammas	piiratud hammasrataste mõõtmetega	8	halb	keerukas	kõrge
Rihm	piiratud rihmade mõõtmetega	5 - 8	keskmine	lihtne	madal
Kett	kuni 8000 mm	6	hea	lihtne	keskmine

Eeltoodu alusel langeb väetusroboti veosilla täiendava ülekande valikuks kettülekanne. Kettülekanne olulisemateks eelisteks teiste ülekandetüüpide ees on kompaktsus, võimaldab suurt telgede vahet, puudub oht libisemisele ja võllide ning laagrite koormus on väiksem [20: 115]. Lähtudes väetusroboti vajadusest liikuda taimerea kohal, on masina kliirensi suurendamise probleem lahendatud kahe kettülekanne (kõlgülekanne) abil. Kettülekanne paikneb kere ehk korpuse sees, mis kaitseb ülekannet saastumise eest ning samuti töötab kandeelemendina veermikus. Korpused kinnituvad olemasoleva ATV veosilla korpuse mõlema otsa külge. Ülekannete täpsem lahendus ja kirjeldus on esitatud töö järgnevates alajaotistes. Alljärgneval joonisel on esitatud projekteeritava väetusroboti veosilla kinemaatiline skeem.



**Joonis 4.1.** Väetusroboti veosilla kinemaatiline skeem: M – ajam (elektrimootor); h – kettülekanne telgede vahe vertikaalsihis; 1 – vedav ketiratas; 2 – veetav ketiratas.

Kettülekanne lahenduse soodsaim olukord esineb juhul, kui kett liigub vertikaalsihis või kuni  $45^\circ$  nurga all. Seejuures on oluline lahendada keti töökindel ja täpne pingutusviis [20: 116]. Käesoleva töö lähteülesandes on seatud üheks eesmärgiks lahendada kliirensi suurendamise käigus ja võimaluste piires väetusroboti telgede vahe suurendamine. Antud probleemi lahendamise võimaluseks on kettülekanne kujundamine viisil, kus ülekande teljed paiknevad üksteise suhtes telgsihis teatud nihkega. Eeltoodud argumenti toetab kasutatud kirjanduse soovitus kujundada püstine kettülekanne väikese ( $10-15^\circ$ ) asendierinevusega täielikult püstisest asendist, kui eelkõige vedavaks ketiharuks on vertikaalist väiksema nurga all oleva ketiharu [19: 12].

## 4.2. Veosilla kettülekande projekteerimine

Olemasoleva ATV veosillalt pöörleva liikumise ülekandmiseks tagumistele ratastele on vajalik projekteerida kettülekanDED, mis kinnituvad veosilla mõlema otsa külge. Veosillast väljuvate völliDE pöördemomendi ja võimsuse edastamiseks on vajalik valida sobiv keti samm, ülekandearv, ketirattad, telgede vahe, lahendada keti pingutusseadis ning ülekande korpus. Eeltoodud ülesannete lahendus on esitatud alljärgnevas.

Veosillast väljuvate völliDE maksimaalne pöörlemissagedus, arvestades ATV tootja andmeid [8] masina maksimaalse liikumiskiiruse osas, on  $n_1 = 464,35$  p/min. VölliDE nurkkiirus eelneva alusel on  $\omega_1 = 48,627$  rad/s. ATV elektrimootori völli pöördemomendi ja veosilla lõppülekanDE ülekandearvu osas ei õnnestunud kindlaid andmeid leida. Seepärast on elektrimootori völli pöördemoment ja veosilla ülekandearv arvatud ning tuletatud ligikaudsete väärtustena, sarnaste lahenduse andmetele tuginedes. Veosillast väljuvate völliDE summaarne pöördemoment on  $T_{sum} = 32$  N·m. Eeltoodu alusel arvutatakse veosillast väljuvate völliDE ligikaudse summaarse võimsuse valemiga [21: 40]:

$$P_{sum} = T_{sum} \cdot \omega_1, \quad (4.3.)$$

kus  $P_{sum}$  on veosilla võimsus W;  
 $T_{sum}$  - veosilla pöördemoment N·m;  
 $\omega_1$  - veosilla völliDE nurkkiirus rad/s.

$$P_{sum} = 32 \cdot 48,627 = 1556 \text{ W}$$

Baasplatvormi veosild on varustatud diferentsiaalreduktoriga. Veosilda osandamata on asunud seisukohale, et tegu on sümmeetrilise koonushammasratasdiferentsiaaliga, mis jagab võrdsete osadena pöördemomendi veoratastele [22: 411]. Diferentsiaali ülesanne on tasakaalustada veorataste pöörlemissageduste erinevust, näiteks sõiduki mittesirgjoonelisel liikumisel. Eeltoodu alusel järeldub, et ühele veosillast väljuvale völliDE jaguneb 50% summaarsest pöördemomendist, so ligikaudu 16 N·m. Olukorras, kus üks veoratas satub väiksemate haardeomadustega pinnale, määrab ülekantava summaarse pöördemomendi väiksemate haardeomadustega veoratas [22: 412]. Väiksemate haardeomadustega veoratta pöörlemissagedus tõuseb ning seeläbi ratta, samuti ka veovölli, pöördemoment väheneb [23: 153]. Eeltoodu alusel nähtub, et olenemata sõiduki liikumistrajektoorist ja veorataste haardeomadustest, rakendub ühele veovölliDE maksimaalselt 50% summaarsest

pöördemomendist, so  $T_I = 16 \text{ N}\cdot\text{m}$ . Samuti rakendub ühele veovõllile maksimaalselt 50% summaarsest võimsusest, so  $P_I = 778 \text{ W}$ .

Esialgselt ülekandearvuks võeti  $u_e = 4-5$ , tulenevalt vajadusest oluliselt vähendada väetusroboti liikumiskiirust. Ülekandearvu tuletamisel on kasutatud ettevõtte *Mädler* tootekataloogi valikus olevaid ketirattaid. Hinnanguliselt saab veetava ketirattana kasutada maksimaalselt 300 mm läbimõõduga ketiratast. Suurema läbimõõduga ketiratta kasutamisel esineb oht, et kettülekande korpus asetub väetusroboti toetuspinna suhtes liialt madalale. Kettülekande kasuteguriks võeti  $\eta_{k\ddot{u}} = 0,96$  [10: 83]. Veetava võlli laagripaari kasuteguriks võeti  $\eta_{vl} = 0,99$  [21: 19]. Üldine kasutegur eeltoodu alusel  $\eta_{\ddot{u}} = 0,95$ . Veetava võlli võimsus arvutati valemiga [21: 23]:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\ddot{u}}, \quad (4.4.)$$

kus  $P_2$  on veetava võlli võimsus W;  
 $P_I$  - veosilla võlli võimsus W;  
 $\eta_{\ddot{u}}$  - külgülekande üldine kasutegur.

$$P_2 = 778 \cdot 0,95 = 739,1 \text{ W}$$

Ketirataste hammaste arvu valimisel on vajalik arvestada soovitud ülekandearvu. Vedava ketiratta valimise peamiseks kriteeriumiks on asjaolu, et kettülekande ülekandearv ja sellest tulenevalt keti liikumiskiirus on teatud määral pidevalt muutuv. Soovides saavutada kettülekande sujuvust, tuleb vedav ketiratas valida võimalikult suur. Eelkõige mõjutab eeltoodud asjaolu ülekande sujuvust kiiretes ülekannetes [10: 105]. Antud olukorras on võetud eesmärgiks aeglustada projekteeritava väetusroboti liikumiskiirust. Hüpotetiliselt on keti liikumiskiirus hinnatud aeglaseks. Seepärast ei ole võimalik rakendada soovituslikku lahendust vedava ketiratta valikuks. Vedava ketiratta hammaste arvuks võeti esialgselt  $z_I = 13$ . Arvestades, et veetavaks ketirattaks on võimalik valida maksimaalselt ligikaudu 300 mm läbimõõduga ketiratas, valiti veetava ketiratta ettevõtte *Mädler* tootekataloogis olevate ketirataste hammaste arvu järgi. Veetav ketiratas läbimõõduga 296 mm,  $z = 57$ . Ketirataste hammaste arv on soovitatav valida paaritu [20: 116]. Eeltoodud hammaste arvud on esialgsed ja täpsustatakse vajadusel hiljem keti sammu ning teiste parameetrite alusel.

Keti liigendis tekkiv erisurve määrati esialgselt ettevõtte *Iwis* kataloogist [24: 35]  $[p] = 23 \text{ N/mm}^2$ . Dünaamikateguriiks rahuliku koormuse olukorras võeti [19: 74]  $k_d = 1,1$ . Keti

pikkust arvestavaks teguriks võeti olukorra  $a = 30 \dots 50p$  kohaselt [19: 74]  $k_a = 1$ . Ketiharude asenditeguriks võeti olukord, kus ketiharu ja telgede vahelise sirge nurk on  $\psi < 70^\circ$  kohaselt [19: 74]  $k_\psi = 1$ . Ülekande määrdeteguriks võeti [19: 74]  $k_c = 1,5$ . Reguleeritavusteguriks võeti rulliga pingutuse olukorras [19: 74]  $k_{reg} = 1,15$ . Režiimiteguriks võeti ühevahetuselise töö olukorras [19: 74]  $k_{rez} = 1$ . Ketiridade arvu arvestatavaks teguriks võeti üherealise keti olukorras [19: 74]  $k_m = 1$ . Eeltoodud tegurite korrutisena kujuneb keti koormusteguriks [20: 117]  $k_k = 1,897$ . Ketisamm arvutatakse valemiga [20: 117]:

$$p \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{k_k \cdot T_1}{z_1 \cdot [p] \cdot k_m}}, \quad (4.5.)$$

kus  $p$  on keti samm mm;  
 $k_k$  - keti koormustegur;  
 $T_1$  - vedava võlli pöördemoment N·m;  
 $z_1$  - vedava ketiratta hammaste arv;  
 $[p]$  - liigendis tekkiv erisurve Pa;  
 $k_m$  - ridade arvu tegur.

$$p \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,897 \cdot 16}{13 \cdot 0,023 \cdot 1}} = 13,15 \text{ mm}$$

Eeltoodust lähtuvalt ja arvestades keti tootjate poolt kasutatavaid standardseid ketisamme, valin sobivaks keti sammuks  $p = 15,875$  mm. Tootja *Iwis* tootevalikust [24: 62] on valitud ketiks üherealise hooldusvaba M106ML, liigendi kontaktpinna projektsioonipindalaga  $A = 67 \text{ mm}^2$ . Ketijoontihedus  $\rho = 0,95 \text{ kg/m}$ . Tootja esitatud informatsiooni kohaselt ei vaja kett määrimist.

Keti liikumiskiirus arvutatakse valemiga [20: 117]:

$$v_k = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot p}{60 \cdot 10^3}, \quad (4.6.)$$

kus  $v_k$  on keti liikumiskiirus m/s;  
 $z_1$  - vedava ketiratta hammaste arv;  
 $n_1$  - vedava võlli pöörlemiskiirus p/min;  
 $p$  - keti samm.



$$v_k = \frac{13 \cdot 464,35 \cdot 15,875}{60 \cdot 10^3} = 1,597 \approx 1,6 \text{ m/s}$$

Kasutatud kirjanduses esitatud info kohaselt on hinnatud keti liikumiskiirus madalaks ( $< 8$  m/s) ning seepärast sobib keti määrimisviisiks perioodiline plastse määrdega määrimine [10: 108]. Tulenevalt keti sammust valitakse ettevõtte *Mädler* tootekataloogist vedavaks ketirattaks sobiva üherealise ketiratta hammaste arvuga  $z_1 = 13$ , jaotusringjoone läbimõõduga  $d_1 = 66,32$  mm, toode *Plate wheel KRL 10 B-1*, tootekood 10621300 [25]. Võimaliku maksimaalse veetava ketiratta läbimõõdust ja soovitud ülekandearvust tulenevalt valitakse ettevõtte *Mädler* tootekataloogist veetavaks ketirattaks sobiva rummuga ketiratas hammaste arvuga  $z_2 = 57$ , jaotusringjoone läbimõõduga  $d_2 = 288,18$  mm, toode *Sprocket KRT 10 B-1*, tootekood 10677157 [26]. Kettülekande ülekandesuhteks kujuneb:

$$i_{k\ddot{u}} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (4.7.)$$

$$i_{k\ddot{u}} = \frac{57}{13} = 4,384$$

Eeltoodud arvutuse alusel arvutatakse veetava völli pöördemoment valemiga:

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_{\ddot{u}} \cdot i_{k\ddot{u}}, \quad (4.8.)$$

kus  $T_2$  on ülekande veetava völli pöördemoment N·m;  
 $T_1$  - vedava völli pöördemoment N·m;  
 $i_{k\ddot{u}}$  - kettülekande ülekandesuhe;  
 $\eta_{\ddot{u}}$  - ülekande kasutegur.

$$T_2 = 16 \cdot 0,95 \cdot 4,384 = 66,637 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Ketis tekkiv ringjõud arvutatakse valemiga [20: 117]:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}, \quad (4.9.)$$

kus  $F_t$  on ketis tekkiv ringjõud N;  
 $T_1$  - vedava völli pöördemoment N·m;  
 $d_1$  - vedava ketiratta jaotusringjoone läbimõõt mm.

$$F_t = \frac{2 \cdot 16}{66,32} = 0,483 \text{ kN} = 483 \text{ N}$$

Väsimustugevuse kontroll erisurve järgi ketilüli teostatakse valemiga [20: 117]:

$$p_v = \frac{k_k \cdot F_t}{A} \geq [p], \quad (4.10.)$$

kus  $p_v$  on tekkiv ketilüli erisurve N;  
 $k_k$  - keti koormustegur;  
 $F_t$  - on ketis tekkiv ringjõud N;  
 $A$  - keti liigendi kontaktpinna projektsioonipindalaga mm<sup>2</sup>.

$$p_v = \frac{1,879 \cdot 483}{67} = 13,679 \text{ N/mm}^2 \geq 23 \text{ N/mm}^2$$

Kontrollarvutustega on leidnud kinnitust, et valitud kett talub töösituatsioonis tekkivat maksimaalset erisurvet ketiliigendis. Samuti on garanteeritud keti töötingimustest tulenevalt piisav ressurss [19: 79].

Tsentrifugaaljõust põhjustatud jõud ketis on arvatud valemiga [19: 20]:

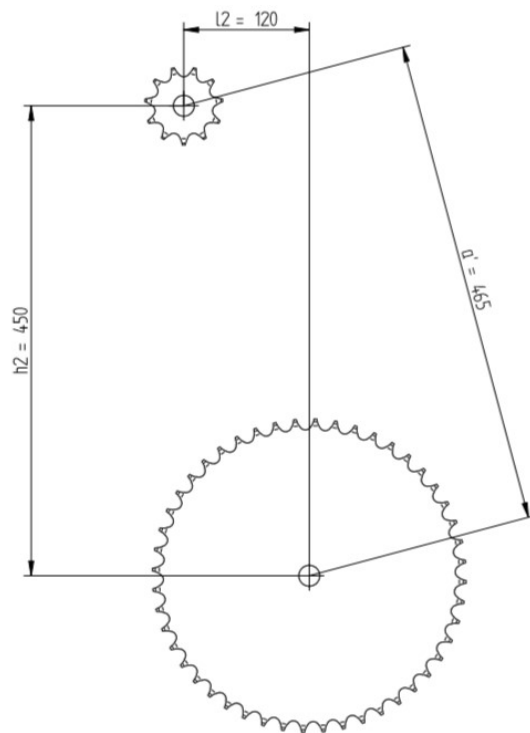
$$F_v = \rho \cdot v_k^2, \quad (4.11.)$$

kus  $F_v$  on tsentrifugaaljõust põhjustatud jõud ketis N;  
 $\rho$  - keti joontihedus kg/m;  
 $v_k$  - keti kiirus m/s.

$$F_v = 0,95 \cdot 1,6^2 = 2,432 \text{ N}$$

Ülekande esialgseks telgede vaheks võetakse  $a' = 465 \text{ mm}$ . Eeltoodud lahendus võimaldab pikendada väetusroboti telgede vahet ligikaudu  $l_2 = 120 \text{ mm}$ . Seejuures säilivad kettülekanne soodsad töötingimused.

Kettülekande geometriat visualiseerib järgnev joonis.



**Joonis 4.2.** Väetusroboti veosilla kettülekande geomeetriline skeem:  $l_2$  – telgede vahe horisontaalsihis (lisanduv telgede vahe);  $h_2$  – kettülekande telgede vahe vertikaalsihis (lisanduv kliirens);  $a'$  – kettülekande esialgne telgede vahe.

Keti läbiriipejõud arvutatakse valemiga [19: 22]:

$$F_f = \rho \cdot g \cdot a' , \quad (4.12.)$$

kus  $F_f$  on läbiriipejõud ketis N;  
 $\rho$  - keti joontihedus kg/m;  
 $g$  - raskuskiirendus 9,8 m/s<sup>2</sup>;  
 $a'$  - ülekande esialgne telgede vahe m.

$$F_f = 0,95 \cdot 9,8 \cdot 0,465 = 4,329 \approx 4,33 \text{ N}$$

Kettülekande välisdünaamikateguriiks võetakse kasutatud kirjanduse alusel [19: 21] mõõdukalt muutliku koormuse olukorras  $k_{vd} = 1,3$ . Summaarne jõud vedavas ketiharu arvutatakse valemiga [19: 20]:

$$F_{k.sum} = k_{vd} \cdot F_t + F_v + F_f, \quad (4.13.)$$

kus  $F_{k.sum}$  on summaarne jõud ketis N;  
 $k_{vd}$  - välisdünaamikategur;  
 $F_t$  - ringjõud ketis N;  
 $F_v$  - tsentrifugaaljõust põhjustatud jõud ketis N;  
 $F_f$  - läbirippejõud ketis N.

$$F_{k.sum} = 1,3 \cdot 483 + 2,432 + 4,33 = 634,662 \text{ N}$$

Järgnevalt arvutatakse eeltoodud andmete alusel kettülekande esialgse ketikontuuri pikkus  $z'$  ketisammudes valemiga [19: 14]:

$$z'_c = 2 \cdot \frac{a'}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a'}, \quad (4.14.)$$

kus  $z'_c$  on ketikontuuri esialgne pikkus ketisammudes;  
 $a'$  - esialgne ülekande telgede vahe mm;  
 $z_1$  - vedava ketiratta hammaste arv;  
 $z_2$  - veetava ketiratta hammaste arv;  
 $p$  - keti samm mm.

$$z'_c = 2 \cdot \frac{465}{15,875} + \frac{13 + 57}{2} + \left( \frac{57 - 13}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{15,875}{465} = 95,257$$

Arvutatud ketilülide arv tuleb ümardada täisarvuni. Seejuures on eelistatud paarisarv lülisid, et vältida erikujulist üleminekulüli [19: 14]. Ketilülide arvu ümardatakse arvuni  $z_c = 96$ . Ketilülide arvu järgi arvutatakse ülekande lõplik telgede vahe valemiga [19: 14]:

$$a = \frac{p}{4} \cdot \left[ z_c - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( z_c - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right], \quad (4.15.)$$

kus  $a$  - ülekande lõplik telgede vahe mm;  
 $z_c$  - ketikontuuri pikkus ketisammudes;  
 $z_1$  - vedava ketiratta hammaste arv;  
 $z_2$  - veetava ketiratta hammaste arv;  
 $p$  - keti samm mm.

$$a = \frac{15,875}{4} \cdot \left[ 96 - \frac{13 + 57}{2} + \sqrt{\left( 96 - \frac{13 + 57}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left( \frac{57 - 13}{\pi} \right)^2} \right] = 471,07 \text{ mm}$$

Arvestades, et kettülekanne on kujundatud ligikaudu püstise lahendusena, on valitud keti montaažijärgse läbirippe tagamiseks telgede vahe vähendamise koefitsiendiks  $f = 0,013$  [19: 16]. Eeltoodu alusel kujuneb lõplikuks telgede vaheks  $a_l = 471,07 - (0,013 \cdot a) = 464,946 \approx 465 \text{ mm}$ .

Kettülekanne võllidele kettülekanne tööolukorrast tulenev koormus arvutatakse valemiga [20: 117]:

$$F_n = F_t + 2 \cdot F_f, \quad (4.16.)$$

kus  $F_n$  on ülekanne võllidele rakenduv koormus N;  
 $F_t$  - ringjõud ketis N;  
 $F_f$  - läbirippejõud ketis N.

$$F_n = 483 + 2 \cdot 4,33 = 491,66 \text{ N}$$

Eeltooduga on kettülekanne põhilised parameetrid arvutatud ning loodud eeldused vajalike ostudetailide valimiseks ja ülekanne edasiseks projekteerimiseks.

### 4.3. Kettülekande pingutuslahendus

Kettülekande üheks puuduseks on ketiliigendite kulumisest tulenev keti pikenemine ehk venimine. Nimetatud põhjusel vajab kettülekande lahendus mittevedava ketiharu pingutamist. Ketiliigendite kulumisest põhjustatud lõtku suurenemine liigendis suurendab keti sammu. Eeltoodust tulenev summaarne hälve suureneb korrelatsioonis ketiratta hammastega hambumises olevate ketilülide arvuga. Määrates lubatavaks keti pikenemiseks 1,25% kogupikkusest on maksimaalseks ketiratta hammaste arvuks rullpuksketil  $z = 120$ . [10: 105]. Eelnimetatud nõue on projekteeritud kettülekandel täidetud, suurema hammaste arvuga ketiratas  $z_2 = 57$  hammast. Vertikaalsetel või kuni  $45^\circ$  kaldega kettülekannetel on vajalik tingimata kasutada pingutuselementi [20: 116]. Lisaks vaba ketiharu pingutamisele parandab pinguti kettülekande töötingimusi. Pinguti vähendab ketiharude võnkumist ja suunab keti [19: 65]. Kettülekande pingutamise lahendusi on mitmesuguseid. Üldistades on võimalik eristada järgnevaid pingutuslahendusi:

- rattaga pingutus;
- rulliga pingutus;
- tallaga pingutus;
- lindiga pingutus.

Samuti eristuvad pingutuslahendused ketile avaldatava pingutusjõu alusel püsiva mõjuga ja perioodiliselt reguleeritavateks lahendusteks. Püsiva mõjuga pingutuslahendused vajavad vähem tähelepanu ja on seeläbi mugavamad kasutamiseks. Arvestades, et projekteeritava väetusroboti veosilla kettülekanne töötab reverseeritavas tööolukorras on vajalik mõlema ketiharu pingutamine [27: 4]. Vedava ketiharu poolt pingutusseadmele avaldatav koormus on oluliselt suurem kui vaba ketiharu poolt avaldatav koormus. Reverseerimisel muutub koormusolukord vastupidiseks. Seepärast on projekteeritavas kettülekandes valitud pingutuslahenduseks püsiva mõjuga laagril pöörlev pingutusrull. Pingutusratas on otstarbekas asendada pingutusrulliga olukorras, kus ülekande kaldenurk horisontaaltelje suhtes on suurem kui  $60^\circ$  ja ülekandesuhe suurem kui 3 [28: 394]. Kettülekande korpuse mõõtmete vähendamise ja kompaktse lahenduse väljatöötamise põhjustel on pingutusseadiste paigutus valitud ketiharude vahelise paigutusega. Muutuva- ja löökkkoormuste esinemisel on soovitatav kasutada pingutusseadistena suuremaid ketirattaid või elastseid rulle ketiharude vahel [19: 12]. Pingutusrulli läbimõõt on soovitatav valida 0,6-0,7 väiksema ketiratta läbimõõdust. Rulli laiuseks arvestada 4-5 mm keti lüli toetumisalast mõlemal küljel laiem [19: 65]. Eeltoodu alusel on kettülekande mõlema

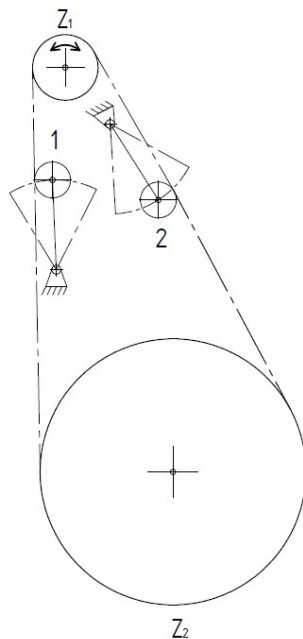
ketiharu pingutuslahenduseks valitud torsioonelemendina konstrueeritud pingutusseadis ettevõtte *Mädler* tootekataloogist, tootekoodiga 14080100, maksimaalse pingutusjõuga normaalolukorras 135 N [29]. Pingutusrull on valitud ettevõtte *Mädler* tootekataloogist, tootekoodiga 140872, läbimõõduga 40 mm ja laiusga 45 mm [30]. Eelnimetatud pingutusseadise disain on visualiseeritud alljärgneval joonisel.



**Joonis 4.3.** Kettülekande pingutusseadis [29].

Nimetatud pingutusseadis kinnitub poltliitega kettülekande korpuse külge. Pinguti poolt avaldatava pingutusjõu seadmiseks on seadise torsioonelemendi korpusele markeeritud eelpingutusnurgad vahemikus 0-30°.

Pingutusseadiste paigutus on visualiseeritud järgneval joonisel.

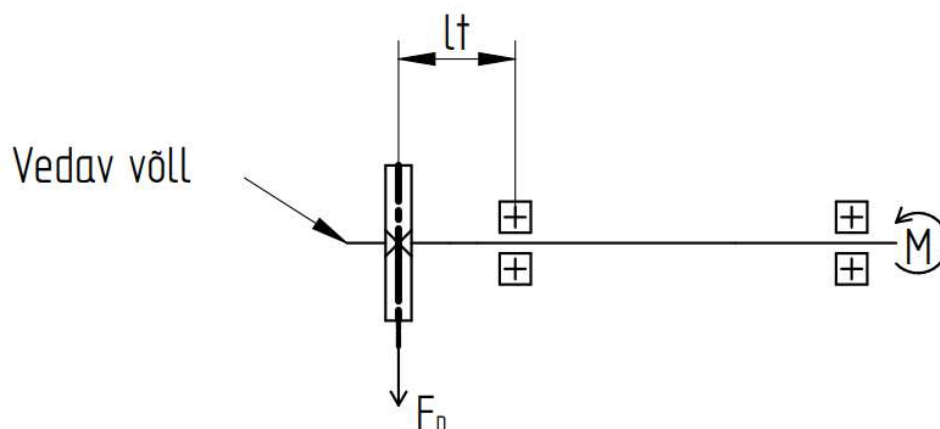


**Joonis 4.4.** Kettülekande pingutusseadiste paiknemisskeem, kus  $Z_1$  – vedav ketiratas;  $Z_2$  – veetav ketiratas; 1 ja 2 - pingutid.

Seadise tootja soovitusel on esialgseks eelpingutusnurgaks 15°. Kettülekande tööprotsessi jälgides ja keti käitumist analüüsides on võimalik leida sobiv eelpingutusnurk [29].

#### 4.4. Veosilla võllide kontrollarvutus ja ketiratta kinnituslahendus

Eelnevas alajaotises projekteeritud kettülekande vedav ketiratas on vajalik kinnitada projekteeritava väetusroboti olemasoleva veosilla väljundvõllide külge. Magistritöö koostamise käigus on teostatud eeltoodud võllide mõõdistamine ning pöördprojekteerimine joonestustarkvaras. Nimetatud tegevuse tulemusena on fikseeritud veosilla ja selle väljundvõllide geomeetrilised mõõtmed ja muud andmed. On tuvastatud, et veosillast väljuvad võllid on laagerdatud veosilla korpuse otstes üherealiste, välisküljelt kinniste radiaalkuullaagritega 6205. Arvestades väetusroboti baasplatvormiks oleva ATV konstruktsiooni on selgunud, et masina esialgse lahenduse kohaselt rakendub eeltoodud laagritele veosilla kaudu masina omakaalust ja võimalikust koormast koosnev summaarne koormus. Tulenevalt vajadusest suurendada väetusroboti kliirensit on veosilla lahenduseks valitud külgmised täiendavad kettülekanded. Kettülekannete korpused kinnituvad veosilla korpuse külge ning seeläbi ei rakendu eeltoodud laagritele masina omakaalust ja koormast tulenevat koormust. Samuti ei rakendu veovõllidele eelnimetatud koormust. Veovõllidele rakendub mootorist tulenev pöördemoment ja konsoolne jõud kettülekandest. Laagrite ja veovõllide koormusolukord on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 4.5.** Veosilla laagrite ja veovõllide koormusolukord, kus  $l_t$  – konsooli jõu  $F_n$  mõjumise punkti ja toereaktsiooni rakenduspunkti vaheline kaugus;  $F_n$  – kettülekandest põhjustatud põikjõud.

Veovõllide osas on asutud seisukohale, et ATV tootja on võllide dimensioneerimisel arvestanud esinevaid vääändedeformatsioone, st võllid taluvad mootorist tulenevat pöördemomenti ning sellekohast kontrollarvutust töös ei teostata.



Kettülekande vedavast ketiratast tulenev konsoolne jõud mõjub veovõllile toereaktsiooni rakenduspunktist kaugusel  $l_t = 172$  mm. Veovõlli läbimõõt väikseimas ristlõikes on  $d_{vv} = 21$  mm. Veovõlli valmistamiseks kasutatud terase mark ja tugevusnäitajad ei ole teada. Magistritöös on võetud eelduseks, et kasutatud on laialt levinud konstruktsiooniterast S235, mille lubatud piirpinge dünaamilises paindeolukorras  $\sigma_{lim} = 290$  N/mm<sup>2</sup> [31: 44]. Veovõllile kettülekandest tulenev paindemoment on arvutatav valemiga [31: 47]:

$$M_{b,v} = F_n \cdot l_t, \quad (4.17.)$$

kus  $M_{b,v}$  on teljele mõjuv paindemoment N·cm;  
 $F_n$  – on summaarne põikjõud N;  
 $l_t$  – jõuõla pikkus cm.

$$M_{b,v} = 491,66 \cdot 17,2 = 8456,6 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

Veovõlli ristlõike telvastupanumoment on  $W_{vv} = 0,909$  cm<sup>3</sup>. Eeltoodu alusel arvutatakse kettülekandest veovõllile põhjustatud paindepinge valemiga [31: 44]:

$$\sigma_k = \frac{M_{b,v}}{W_{vv}}, \quad (4.18.)$$

kus  $\sigma_k$  on kettülekandest põhjustatud paindepinge N/mm<sup>2</sup>;  
 $M_{b,v}$  - teljele mõjuv paindemoment N · cm;  
 $W_{vv}$  - veovõlli ristlõike telvastupanumoment cm<sup>3</sup>.

$$\sigma_k = \frac{8456,6}{0,909} = 9303 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} = 93,03 \text{ N/mm}^2$$

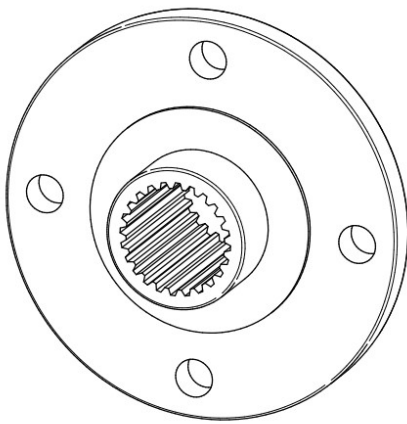
$$\sigma_k < \sigma_{lim}$$

Eeltooduga on kontrollitud, et olemasolev veovõll talub kettülekandest põhjustatud konsoolest koormust.

Veosilla korpuse välimistes otstes paiknevatele radiaalkuullaagritele rakendub kettülekandest tulenev radiaalne koormus. Radiaalse koormuse ja laagrireaktsiooni rakendumispunkti vahekaugus on  $l_{kü} = 172$  mm. Kettülekandest tulenev radiaalne koormus oma mõjumispunktis on  $F_n = 491,66$  N. ATV tootja poolt on veosild lahendatud koormusolukorras, kus kõnealune kuullaager peab taluma 50% veoteljele langevast koormusest. Hinnanguliselt 145 kg, so 1422,5 N. Seejuures on veoratta kinnituspunkti

kaugus laagrireaktsiooni rakendumispunktist ligikaudu 150 mm. Eeltoodu alusel on võetud eelduseks, et veosilla olemasolevad kuullaagrid taluvad kettülekandest põhjustatud radiaalset koormust. Nimetatud koormus on ligikaudu 3 korda väiksem tehaseseades veosilla koormusest.

Vedavate ketirataste kinnitamiseks veovõllidele kasutatakse ära ATV veosilla pidurisüsteemi detaile. Piduriketaste kinnitamiseks olemasolevad äärikud on konstrueeritud rummusisese hammasliitega. Magistritöös on võetud eelduseks, et nimetatud detailid on ATV tootja poolt dimensioneeritud piisavalt koormustaluvateks. Piduriketaste pidurdamisel kandub kogu koormus eelnimetatud hammasliite kaudu veovõllidele ja seeläbi saab asuda seisukohale, et nimetatud liide talub masina peatamiseks ja liikumapanemiseks vajalikku koormust. Kõnealune detail on visualiseeritud järgneval joonisel.

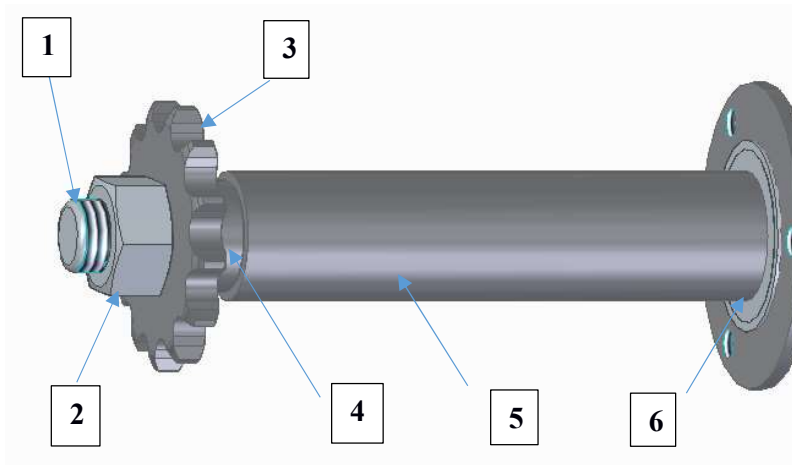


**Joonis 4.6.** Vedava hammasratta kinnitamiseks kasutatav detail.

Nimetatud detaili rumm eraldatakse lõiketöötlemise abil äärikust ning paigaldatakse vedava ketiratta rummuks. Ketiratta ja rummu liide teostatakse keevisliitena. Rummu läbimõõt on 30 mm. Vedava ketiratta kinnitamiseks rummu külge on vajalik töödelda valitud ketiratta ava läbimõõdule 30 mm. Koostatud sõlme fikseerimiseks veovõllile telgsuunaliselt kasutatakse torupuksi mõõtmetega: pikkus 148,5 mm, välisläbimõõt 35 mm ja siseläbimõõt 25 mm. Nimetatud puks toetub ühe küljega veosilla korpuses paikneva kuullaagri sisevõrtele ning teise küljega toetab vedava ketiratta rummu. Eeltoodud viisil fikseeritakse vedav ketiratas vajalikule positsioonile, et tagada keti joondatus.

Veosilla võlli ots on keermestatud keermega M20 x 2,5 ja varustatud lõhiseavaga. Vedava ketiratta rumm fikseeritakse veovõllil telgsuunaliselt olemasoleva kroonmutriga ja

lukustatakse sobiva lõhisega. Analoogselt on lahendatud kõnealuse ATV veosilla piduriketaste ja veorataste kinnitusäärikute telgsuunaline fikseerimine. Kõnealusel viisil on kettülekande konstrueerimisel maksimaalset ära kasutatud ATV olemasolevad detailid. Ülekandesõlme teostus on visualiseeritud alljärgneval joonisel.

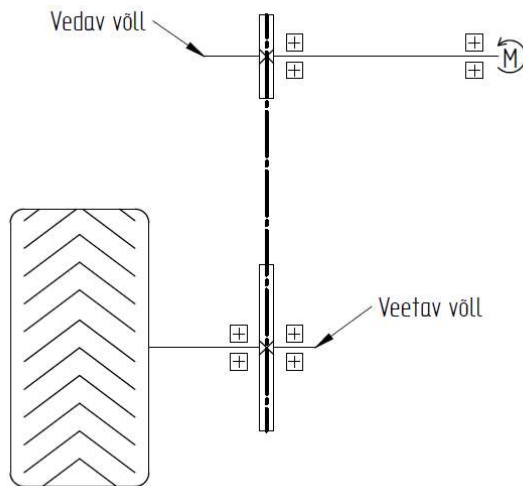


**Joonis 4.7.** Vedava ketiratta kinnituslahendus, kus 1- veovõll; 2 – kinnitusmutter; 3 – vedav ketiratas; 4 – ketiratta rumm; 5 – puks; laagri sisevõru.

Eeltooduga on vedava ketirattaga seotud koormusolukordade kontrollarvutused teostatud ja ketiratta kinnituslahendus konstrueeritud.

#### 4.5. Kettülekande veetava võlli arvutus ja konstrueerimine

Veosilla kettülekannete veetavad ketirattad on vajalik kinnitada võllidele, mis kannavad üle väetusroboti ajamist tulenevat pöördemomenti. Võllide lahendus on konstrueeritud viisil, kus veetav ketiratas paikneb tugedeks olevate radiaalkuullaagrite vahel ning veorattad kinnituvad võllidele konsoolsealt. Võllide laagerdusskeem on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 4.8.** Kettülekande laagerdusskeem.

Võll valmistatakse terasest C45, lubatud väändepingeks võeti kasutatud kirjanduse alusel  $[\tau]_v = 50 \text{ MPa}$  [21: 40]. Võlli veoratta poolse otsa läbimõõt arvutatakse valemiga [21: 41]:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 1000}{0,2 \cdot [\tau]_v}}, \quad (4.19.)$$

kus  $d_2$  on veetava võlli veoratta poolse otsa läbimõõt mm;  
 $T_2$  - töomasina võlli pöördemoment Nm;  
 $[\tau]_v$  - materjali lubatud väändepinge MPa.

$$d_2 = 18,819 \text{ mm}$$

Arvutatud väärtus on korrigeeritud, arvestades veetava ketiratta kinnituslahendust ja vajalike detailide mõõtmeid, kasutatud kirjanduse alusel standardväärtuseks:  $d_2 = 25 \text{ mm}$ . Võlli otsa faas  $c = 1 \text{ mm}$  [21: 42]. Nimetatud läbimõõdule on võimalik liistliite, keevitatava rummu ja sobiva koonuspuksi abil kinnitada veoratta kinnitusäärik.

Koonuspuksiks on valitud ettevõtte Mädlar tootevalikust toode *Taper bush 1615* tootekoodiga 62250825 [32]. Nimetatud koonuspuks võimaldab kasutada veoratta kinnitusääriku rummuks ettevõtte Mädlar tootevalikust toodet *Welding hub for taper bush 1615* tootekoodiga 14090104 [33].

Võlli otsa pikkus määrati, tulenevalt väetusrobotil kasutatava veoratta mõõtmetest, kinnituslahendusest ja võlli otsa faasi mõõtmetest:  $l_2 = 39,1$  mm.

Astmete vaheliseks kõrguseks määratakse kasutatud kirjanduse alusel [21: 42]:  $t_2 = 2,2$  mm.

Võlli kaela (laagri all) läbimõõt leitakse valemiga [21: 41]:

$$d_{lg2} = d_2 + 2 \cdot t_2, \quad (4.20.)$$

kus  $d_{lg2}$  on võlli kaela läbimõõt mm;  
 $d_2$  - võlli veoratta poolse otsa läbimõõt mm;  
 $t_2$  - võlli astmete vaheline kõrgus mm.

$$d_{lg2} = 29,4 \text{ mm}$$

Saadud väärtus ümardatakse suurema läbimõõduni, 5 –ga jaguvaks arvuks:  $d_{lg2} = 30$  mm. Nimetatud läbimõõdule sobib ettevõtte SKF tootevalikust sisseasetatav poltliidetega laagripukk *FYC 30 TF* [34: 218]. Laagripukkide valikul tuleb pöörata tähelepanu pukkidesse valitavate laagrite osas. Põllumajandusmasinatesse sobivad laagrid taluvad raskemaid töötingimusi. Ettevõtte SKF tootevalikust sobivad eelnimetatud laagripukkidesse põllumajanduslikud laagrid *YARAG 206* [34: 459]. Laagrite lubatud maksimaalne pöörlemissagedus on 1200 p/min. Veetava võlli maksimaalne pöörlemissagedus on ligikaudu 106 p/min. Valitud laagrid taluvad veetava võlli maksimaalset pöörlemissagedust. Nimetatud laagripukid on sobivad veetavate võllide laagerdamiseks mõlemast toepunktist.

Võlli kaela pikkus määratakse, arvestades valitud laagripukkide mõõtmeid ja veoratta vajalikku kaugust kettülekande korpusest:  $l_{k2} = 120$  mm.

Veetava võlli ketiratta istupinna läbimõõt arvutatakse, määrates laagri koordineerivaks faasiks  $r_2 = 2$  mm, valemiga [21: 41]:

$$d_{ist2} = d_{lg2} + 3,2 \cdot r_2, \quad (4.21.)$$

kus  $d_{ist2}$  on völli ketiratta istupinna läbimõõt mm;  
 $d_{lg2}$  - völli kaela läbimõõt mm;  
 $r_2$  - laagri koordineeriv faas mm.

$$d_{ist2} = 36,4 \text{ mm}$$

Arvutatud väärtus muudetakse, arvestades ketiratta kinnituslahendust ja tootjate tootevalikut, väärtuseks:  $d_{ist2} = 35 \text{ mm}$ . Nimetatud läbimõõdule sobib eelpool valitud ketiratta kinnitamiseks ettevõtte Mädler tootevalikust koonuspuks *Taper bush 2012* tootekoodiga 62250535 [35].

Völli ketiratta õlgmiku pikkuseks määratakse, arvestades ketiratta rummu laiust ja kettülekanne korpuse vajalikku siselaiust:  $l_{lõ2} = 43,45 \text{ mm}$ . Korpuse sisepinna ja keti vahekaugus telgtaapinnas tuleb võtta ligikaudu 30 mm [28: 393]. Seega on korpuse vajalik siselaius 80 mm.

Veetava völli lõpptapi läbimõõt arvutatakse valemiga [21: 41]:

$$d_{lõ2} = d_{lg2} , \quad (4.22.)$$

kus  $d_{lõ2}$  on völli lõpptapi läbimõõt mm;  
 $d_{lg2}$  - völli kaela läbimõõt mm;

$$d_{lõ2} = 30 \text{ mm}$$

Völli lõpptapi pikkuseks määratakse, arvestades valitud laagripukkide mõõtmeid ja völli tuge omavahelist kaugust:  $l_{k2} = 38,5 \text{ mm}$ . Laagri koordineeriv faas  $r = 2 \text{ mm}$ . Völli otsa faas  $c = 1 \text{ mm}$  [21: 42].

Völli ketiratta rummu toetava krae läbimõõt arvutatakse, võttes rummu faasi orienteeruvaks suuruseks  $f = 1 \text{ mm}$ , valemiga [21: 41]:

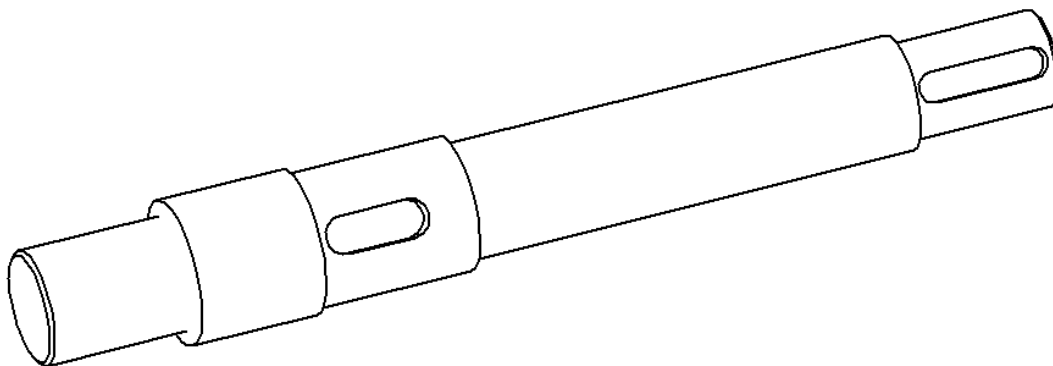
$$d_{krae2} = d_{ist2} + 3 \cdot f , \quad (4.23.)$$

kus  $d_{krae2}$  on völli krae läbimõõt mm;  
 $d_{ist2}$  - völli ketiratta istupinna läbimõõt mm;  
 $f$  - rummu faas mm.

$$d_{kra} = 38 \text{ mm}$$

Võlli ketiratta rummu toetava krae pikkus on valitud tulenevalt vajadusest tsentreerida ketiratas ülekande korpuse suhtes tsentrisse:  $l_{krae2} = 34,75 \text{ mm}$ .

Projekteeritud võll on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 4.9.** Kettülekande veetav võll.

Eelpool konstrueeritud võlli lahendus võimaldab kettülekande veetava sõlme koostamist viisil, kus veetav võll asetatakse korpuse siseküljel paiknevasse laagripukki esimese detailina, seejärel veetav ketiratas ning järgnevalt kettülekande korpuse vastaskülg ehk korpuse kaas.

#### 4.6. Kettülekande veetava võlli laagrite koormus

Veetavale võllile rakendub kettülekandest põhjustatud radiaalsihiline koormus  $F_n = 491,66$  N ja väetusroboti kogumassist tulenev koormus  $F_m$ . Kogumassist tuleneva koormuse arvutamiseks on vajalik teostada järgnev lihtsustus. Vastavalt tootja infole on baasmasinaks oleva ATV täismass 240 kg, millest 120 kg moodustab masina tühimass. Koormata masina massi jagunemine juht- ja veosilla vahel on võetud järgmiselt:

- juhtsillale langeb 40% tühimassist;
- veosillale langeb 60% tühimassist.

Eeltoodu alusel rakendub veosillale ATV tühimassist tulenevalt järgmine koormus:

$$P_T = \frac{M_T \cdot 60\%}{100\%} = 72 \text{ kg} \quad (4.24.)$$

kus,  $P_T$  on ATV veosillale tühimassist rakenduv koormus kg;  
 $M_T$  - ATV tühimass, kg.

Koorma massi jagunemine juht- ja veosilla vahel on võetud järgmiselt:

- juhtsillale langeb 20% koorma massist;
- veosillale langeb 60% koorma massist.

Eeltoodust tulenevalt rakendub veosillale koorma massist järgmine koormus:

$$P_K = \frac{M_K \cdot 80\%}{100\%} = 96 \text{ kg} \quad (4.25)$$

kus,  $P_K$  on ATV veosillale koorma massist rakenduv koormus kg;  
 $M_K$  - ATV koorma mass, kg.

ATV veosillale rakendub tühimassist ja koorma massist tulenevalt summaarne koormus:

$$F_m = P_T + P_K, \quad (4.26)$$

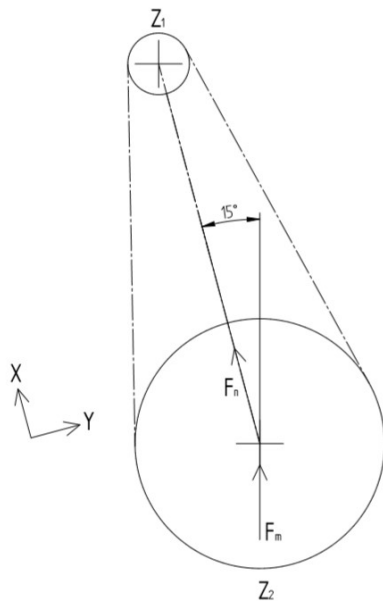
kus,  $F_m$  on ATV veosillale rakenduv koormus, kg;  
 $P_T$  - ATV veosillale tühimassist rakenduv koormus kg;  
 $P_K$  - ATV v. sillale koorma massist rakenduv koormus kg.

$$F_m = 168 \text{ kg} \approx 1648 \text{ N}$$



Eeltoodu alusel on määratud hinnanguliselt tehaseseades ATV veosillale rakenduv koormus. Arvestades, et ATV olemasolevat veosilda täiendatakse külgmiste kettülekannetega ning teiste vajalike detailidega, võetakse projekteeritava väetusroboti veosillale rakenduvaks koormuseks  $F_m = 2000$  N. Seejuures jaguneb koormus mõlemale veorattale.

Veetavale võllile rakenduvad koormused  $F_n$  ja  $F_m$  on erisihilised tulenevalt kettülekande telgede vertikaaltasandil nihutatuse ja raskusjõu mõjumise sihi erinevusest. Veetava võlli koormusolukord on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 4.10.** Kettülekande veetavale võllile mõjuvad koormused, kus  $z_1$  – vedav ketiratas;  $z_2$  – veetav ketiratas;  $F_n$  – kettülekandes põhjustatud koormus;  $F_m$  – raskusjõust põhjustatud koormus.

Raskusjõu projektsiooni leidmiseks kettülekandest põhjustatud jõu mõjusirgele on määratletud  $x$  ja  $y$ -teljed viisil, kus kettülekandest põhjustatud jõu siht ühtib  $x$ -telje positiivse suunaga. Sel juhul ristuvale  $y$ -teljele nimetatud jõud projektsiooni ei põhjusta. Joonestustarkvaras modelleerimise abil on leitud jõudude  $F_n$  ja  $F_m$  vaheline nurk  $\alpha = 15^\circ$ . Raskusjõu  $F_m$  projektsioon  $x$  telje sihis:

$$F_{mx} = 0,5 F_m \cdot \cos \alpha , \quad (4.27)$$

$$F_{mx} = 1000 \cdot \cos 15^\circ = 965,925 \text{ N} \approx 966 \text{ N}$$

Raskusjõu  $F_m$  projektsioon y-telje sihis:

$$F_{my} = 0,5 F_m \cdot \sin \alpha , \quad (4.28)$$

$$F_{my} = 1000 \cdot \sin 15^\circ = 258,819 \text{ N} \approx 259 \text{ N}$$

Toereaktsioonid x-telje sihis:

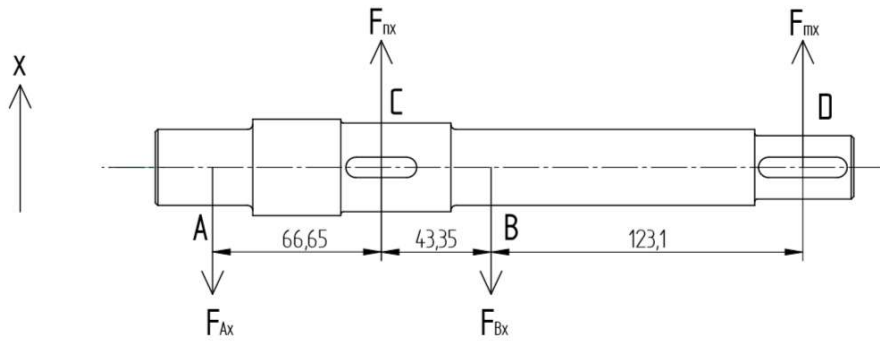
$$\sum M^{(A)} = 0 \Rightarrow -F_{nx} \cdot 0,066 + F_{Bx} \cdot 0,110 - F_{mx} \cdot 0,233 = 0 \quad (4.29)$$

$$F_{Bx} = \frac{F_{nx} \cdot 0,066 + F_{mx} \cdot 0,233}{0,110} = \frac{491,660 \cdot 0,066 + 966 \cdot 0,233}{0,110} = 2344,940 \text{ N}$$

$$\sum M^{(B)} = 0 \Rightarrow -F_{Ax} \cdot 0,110 + F_{nx} \cdot 0,04335 - F_{mx} \cdot 0,1231 = 0 \quad (4.30)$$

$$F_{Ax} = \frac{F_{nx} \cdot 0,04335 - F_{mx} \cdot 0,1231}{0,110} = \frac{491,66 \cdot 0,04335 - 966 \cdot 0,1231}{0,110} = -887,283 \text{ N}$$

Vetava võlli koormusolukord x-telje sihis on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 4.11.** Kettülekande vetava võlli koormusolukord x-telje sihis, kus A – laagrireaktsiooni mõjumispunkt; B – laagrireaktsiooni mõjumispunkt; C – kettülekandest tuleneva jõu mõjumispunkt; D – raskusjõu mõjumispunkt;  $F_{Ax}$  – laagrireaktsioon;  $F_{nx}$  – kettülekandes põhjustatud koormus;  $F_{Bx}$  – laagrireaktsioon;  $F_{mx}$  – raskusjõust põhjustatud koormus.

Toereaktsioonid y-telje sihis:

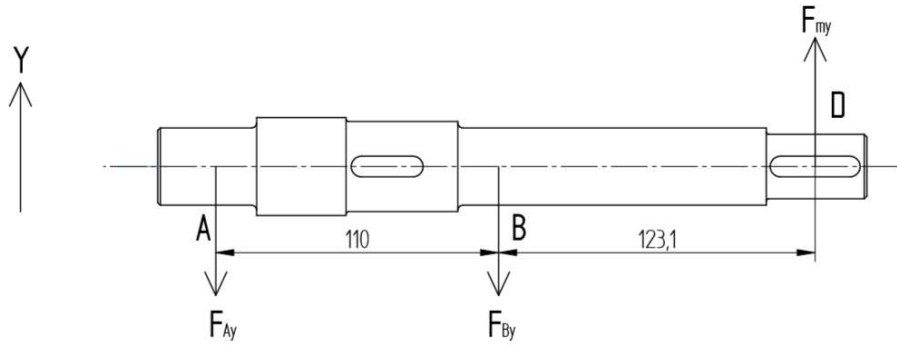
$$\sum M^{(A)} = 0 \Rightarrow F_{By} \cdot 0,110 - F_{my} \cdot 0,233 = 0 \quad (4.31.)$$

$$F_{By} = \frac{F_{mx} \cdot 0,233}{0,110} = \frac{259 \cdot 0,233}{0,110} = 548,844 \text{ N}$$

$$\sum M^{(B)} = 0 \Rightarrow -F_{Ay} \cdot 0,110 - F_{mx} \cdot 0,123 = 0 \quad (4.32.)$$

$$F_{Ay} = \frac{-F_{mx} \cdot 0,123}{0,110} = \frac{-259 \cdot 0,123}{0,110} = -289,844 \text{ N}$$

Veetava võlli koormusolukord y-telje sihis on visualiseeritud alljärgneval joonisel.



**Joonis 4.12.** Kettülekande veetava võlli koormusolukord y-telje sihis, kus A – laagrireaktsiooni mõjumispunkt; B – laagrireaktsiooni mõjumispunkt; D – raskusjõu mõjumispunkt;  $F_{Ax}$  – laagrireaktsioon;  $F_{Bx}$  – laagrireaktsioon;  $F_{mx}$  – raskusjõust põhjustatud koormus.

Laagrite summaarsed toereaktsioonid punktides A ja B [21: 44]:

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2}, \quad (4.33.)$$

$$F_A = \sqrt{-887,283^2 + (-289,844^2)} = 933,424 \text{ N}$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2}, \quad (4.34.)$$

$$F_B = \sqrt{2344,94^2 + 548,844^2} = 2408,313 \text{ N}$$

Järgnevalt on teostatud eelpool valitud laagripukkides paiknevate laagrite kontrollarvutus tuvastamiseks laagrite kestvust ajas. Väetusroboti kettülekande soovitud tööeaks on määratud  $L_h = 10\,000$  h. Laagrite ekvivalentkoormus arvutatakse, määrates kasutatud kirjanduse [21: 49] ja väetusroboti kettülekande veetava võlli koormuse iseloomu alusel pöörlemisteguriks  $V = 1$ , dünaamikateguriks  $K_d = 1,4$ , temperatuuriteguriks  $K_T = 1$  ja enim koormatud laagri punktis B radiaalkoormuseks  $F_B = 2408,313$  N, valemiga [21: 49]:

$$F = V \cdot F_B \cdot K_d \cdot K_T, \quad (4.35.)$$

kus  $F$  on ekvivalentkoormus N;  
 $V$  - pöörlemistegur;  
 $F_B$  - radiaalkoormus N;  
 $K_d$  - dünaamikategur;  
 $K_T$  - temperatuuritegur.

$$F = 3371,638 \text{ N}$$

Laagri arvutuslik tööiga arvutatakse, määrates kasutatud kirjanduse alusel tõrgete tõenäosust arvestavaks teguriks  $a_1 = 1$ , metalli kvaliteeti ja eksploatatsioonitingimusi arvestavaks teguriks  $a_{23} = 0,75$ , laagri sisevõru pöörlemissageduseks  $n = 106$  p/min, laagri dünaamiliseks kandevõimeks  $C = 19500$  N, astmenäitajaks  $m = 3$ , valemiga [21: 48]:

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^m, \quad (4.36.)$$

kus  $L_{10h}$  on laagri arvutuslik tööiga h;  
 $a_1$  - tõrgete tõenäosust arvestav tegur;  
 $a_{23}$  - met. kvaliteeti ja eksp. tingimusi arvestavaks tegur;  
 $n$  - laagri sisevõru pöörlemissagedus p/min;  
 $C$  - laagri dünaamiline kandevõime N;  
 $F$  - ekvivalentkoormus N;  
 $m$  - astmenäitaja.

$$L_{10h} = 1 \cdot 0,75 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 106} \cdot \left(\frac{19500}{3371,638}\right)^3 \approx 22813 \text{ h}$$

Eeltoodud arvutustega on kontrollitud, et kettülekande veetava võlli laagrite tööolukorrast tulenev arvutuslik tööiga ületab laagrite nõutud tööiga:  $L_{10h} > L_h$ .

#### 4.7. Kettülekande veetava võlli kontrollarvutus väsimustugevusele

Võllide konstrueerimise etappideks on projekt- ja kontrollarvutused. Projektarvutuste tulemusel konstrueeritakse võllide mõõtmed. Kontrollarvutuste eesmärk on veenduda võllide vastupidavuses, eelkõige materjali piiratud väsimustugevusest tingitud töövõime kontroll. Võllide arvutus väsimustugevusele on põhilisem kontrollimeetod [20: 93]. Võlli materjaliks oleva terase C45 madalaimaks tugevusnäitajaks dünaamilisel koormusjuhul on väändepinge  $\tau_{lim} = 210 \text{ N/mm}^2$  [31: 44]. Ohutusteguriks on valitud  $\nu = 3$ . Eeltoodu alusel on koormusjuhust tulenevalt lubatud väändepingeks  $\tau_{allow} = 210 / 3 = 70 \text{ N/mm}^2$ . Eeltoodud väärtus on võetud võlli kontrollarvutustes lubatud piirpingeks  $[\sigma] = 70 \text{ N/mm}^2$ . Veetav võll paikneb koormuste mõjumise suundadest ning ülekantavast pöördemomendist tulenevalt ruumilises pingeolukorras. Eeltoodust lähtuvalt on koostatud paindemomentide epüürid kahes tasandis.

Paindemomendid x-telje suhtes:

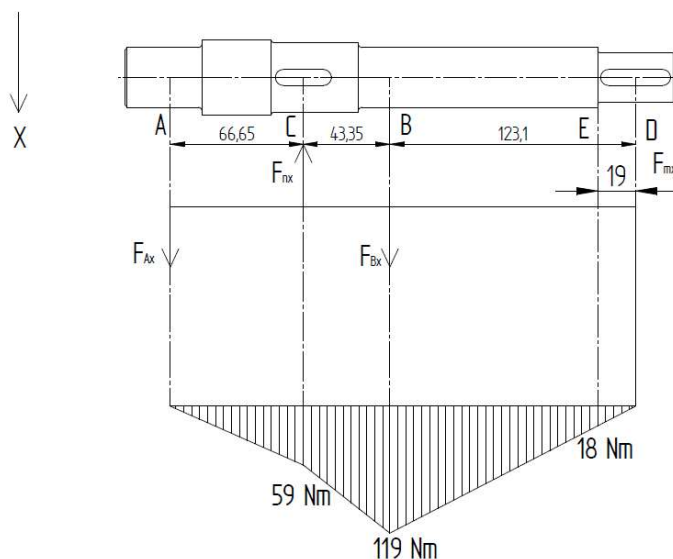
$$M_{Cx} = -F_{Bx} \cdot CB + F_{mx} \cdot CD, \quad (4.37.)$$

$$M_{Cx} = -2344,94 \cdot 0,04335 + 966 \cdot 0,16645 = 59,137 \text{ N} \cdot \text{m} \approx 59 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{Bx} = F_{mx} \cdot BD = 966 \cdot 0,1231 = 118,914 \text{ N} \cdot \text{m} \approx 119 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{Ex} = F_{mx} \cdot ED = 966 \cdot 0,019 = 18,354 \text{ N} \cdot \text{m} \approx 18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Järgneval joonisel on esitatud võlli paindemomentide epüürid x-telje suhtes.



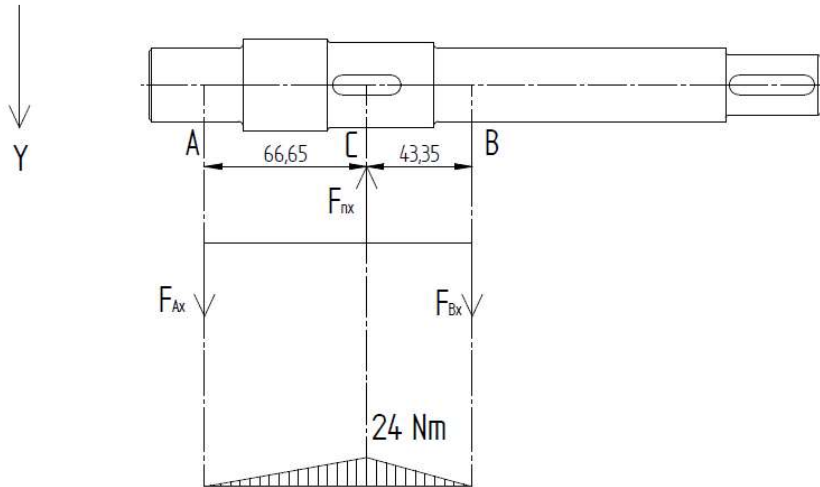
**Joonis 4.13.** Võlli paindemomentide epüürid x-telje suhtes.

Paindemomendid y-telje suhtes:

$$M_{Cy} = -F_{By} \cdot CB, \quad (4.38.)$$

$$M_{Cy} = -548,44 \cdot 0,04335 = -23,774 \text{ N} \cdot \text{m} \approx -24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Järgneval joonisel on esitatud võlli paindemomentide epüürid y-telje suhtes.



**Joonis 4.14.** Võlli paindemomentide epüürid y-telje suhtes.

Arvutused väände- ja paindepingete koosmõju olukorras ohtlikes ristlõigetes ekvivalentpingete leidmiseks teostatakse valemiga [36: 261]:

$$\sigma_{ekv} = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2 + T^2}}{W}, \quad (4.39.)$$

kus  $\sigma_{ekv}$  on ekvivalentpinge ristlõikes N/mm<sup>2</sup>;

$M_x$  - x telje sihis paindemoment ristlõikes N·m;

$M_y$  - y telje sihis paindemoment ristlõikes N·m;

$T$  - pöördemoment võllis N·m;

$W$  - ristlõike telgvastupanumoment mm<sup>3</sup>.

Võlli punkti C ristlõike telgvastupanumoment on:

$$W_C = \frac{\pi \cdot d_C^3}{32}, \quad (4.40.)$$

$$W_C = \frac{\pi \cdot 35^3}{32} = 4209 \text{ mm}^3$$

Punktis C ekvivalentpinge:

$$\sigma_{C \text{ ekv}} = \frac{\sqrt{M_{Cx}^2 + M_{Cy}^2 + T^2}}{W_C}, \quad (4.41.)$$

$$\sigma_{C \text{ ekv}} = \frac{\sqrt{59^2 + 24^2 + 45,6^2}}{4209} = 0,0186 \text{ N/mm}^2$$

Eeltoodust nähtub, et võlli punktis C ei ületa ekvivalentpinge lubatud piirpinge väärtust:

$$\sigma_{C \text{ ekv}} < [\sigma]$$

Võlli punkti B ristlõike telgvastupanumoment on:

$$W_B = \frac{\pi \cdot d_b^3}{32},$$

$$W_B = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2651 \text{ mm}^3$$

Punktis B ekvivalentpinge:

$$\sigma_{B \text{ ekv}} = \frac{\sqrt{M_{Bx}^2 + T^2}}{W_B}, \quad (4.42.)$$

$$\sigma_{B \text{ ekv}} = \frac{\sqrt{119^2 + 45,6^2}}{2651} = 0,048 \text{ N/mm}^2$$

Eeltoodust nähtub, et võlli punktis B ei ületa ekvivalentpinge lubatud piirpinge väärtust:

$$\sigma_{B \text{ ekv}} < [\sigma]$$

Võlli punkti E ristlõike telgvastupanumoment on:

$$W_E = \frac{\pi \cdot d_E^3}{32},$$

$$W_E = \frac{\pi \cdot 25^3}{32} = 1534 \text{ mm}^3$$

Punktis E ekvivalentpinge:

$$\sigma_{E \text{ ekv}} = \frac{\sqrt{M_{Ex}^2 + T^2}}{W_E}, \quad (4.43.)$$

$$\sigma_{E \text{ ekv}} = \frac{\sqrt{M_{Ex}^2 + T^2}}{W_E} = \frac{\sqrt{18^2 + 45,6^2}}{1534} = 0,032 \text{ N/mm}^2$$

Eeltooduga on kontrollitud, et võlli punktis E ei ületa ekvivalentpinge lubatud piirpinge väärtust:

$$\sigma_{E \text{ ekv}} < [\sigma]$$

Teostatud kontrollarvutuste alusel on leidnud kinnitust võlli vastupidavus väsimuspurunemisele.



#### 4.8. Veetava võlli liistliidete arvutus ja detailide istamine

Veetavale võllile on vajalik kinnitada veetav ketiratas. Eeltoodu teostamiseks on valitud eelnevas alajaotises sobiv koonuspuks. Koonuspuksile kantakse pöördemoment üle liistliite abil. Koonuspuksi tootja poolt on ava tolerantsiks E8 ja võlli lubatud tolerantsiks nimetatud [35]:

- võlli alumine piirmõõde  $LLS_s = 34,875$  mm;
- ülemine piirmõõde  $ULS_s = 35,5$  mm.

Pöördemomendi ülekandmiseks võlli ja ketiratta rummu vahel kasutatakse prismaatilist liistliidet, liistu tüüp A, *Mädler GmbH* [37] tootevalikust, tootekoodiga 61817200. Liist on valmistatud terasest C45, voolepiir  $R_e = 430$  N/mm<sup>2</sup>. Liistu mõõtmeteks määratakse kasutatud kirjanduse alusel [46: 106] :  $b = 10$  mm;  $h = 8$  mm;  $l = 28$  mm. Võlli liistusoone sügavus  $t_1 = 5$  mm ja rummu liistusoone sügavus  $t_2 = 3,3$  mm. Liite liigiks valitakse normaalliide, tingimusel, et tegu on harva lahtivõetavava liitega. Liistliite standardikohane tähistus on:

$$10 \frac{N^9}{h^9} \cdot \frac{JS^9}{h^9} \times 8 \times 28.$$

Liistliite kandevõimet kontrollitakse arvutusega liistu muljumisele, võttes liistliite lubatavaks pingeks keskmiselt muutuva koormuse olukorras  $[\sigma_c] = 84$  MPa, valemiga [17: 31]:

$$\sigma_c = \frac{2 \cdot T_2}{(h - t_1) \cdot l \cdot d}, \quad (4.44.)$$

kus	$\sigma_c$	on liistule avalduv muljumispinge MPa;
	$T_2$	- ülekantav pöördemoment Nm;
	$h$	- liistu kõrgus m;
	$t_1$	- soone sügavus võllis m;
	$l$	- liistu pikkus m;
	$d$	- võlli läbimõõt m.

$$\sigma_c = \frac{2 \cdot 66,637}{(0,008 - 0,005) \cdot 0,028 \cdot 0,035} = 45331292 \text{ N/m}^2 \approx 45,3 \text{ MPa}$$

Arvutusest nähtub, et liistliite kandevõime on tagatud:

$$\sigma < [\sigma_c]$$

Veetavale võllile on vajalik kinnitada tagaratta kinnitusäärik. Eeltoodu teostamiseks on valitud eelnevates peatükkides sobiv koonuspuks. Koonuspuksile kantakse pöördemoment üle liistliite abil. Koonuspuksi tootja poolt on ava tolerantsiks E8 ja võlli lubatud tolerantsiks nimetatud [30]:

- võlli alumine piirmõõde  $LLS_s = 24,875$  mm;
- ülemine piirmõõde  $ULS_s = 25,5$  mm.

Pöördemomendi ülekandmiseks võlli ja kinnitusääriku rummu vahel kasutatakse prismaatilist liistliidet, liistu tüüp A, *Mädler GmbH* [37] tootevalikust, tootekood 61815100. Liist on valmistatud terasest C45, voolepiir  $R_e = 430$  N/mm<sup>2</sup>. Liistu mõõtmeteks määratakse kasutatud kirjanduse alusel [21: 106] :  $b = 8$  mm;  $h = 7$  mm;  $l = 35$  mm. Võlli liistusoone sügavus  $t_1 = 4$  mm ja rummu liistusoone sügavus  $t_2 = 3,3$  mm. Liite liigiks valin normaalliite, tingimusel, et tegu on harva lahtivõetavava liitega. Liistliite standardikohane tähistus on:

$$8 \frac{N_9}{h_9} \cdot \frac{JS_9}{h_9} \times 7 \times 35.$$

Liistliite kandevõimet kontrollitakse arvutusega liistu muljumisele, võttes liistliite lubatavaks pingeks keskmiselt muutuva koormuse olukorras  $[\sigma_c] = 84$  MPa, valemiga [10: 31]:

$$\sigma_c = \frac{2 \cdot T_2}{(h - t_1) \cdot l \cdot d},$$

kus	$\sigma_c$	on liistule avalduv muljumispinge MPa;
	$T_2$	- veetava võlli pöördemoment Nm;
	$h$	- liistu kõrgus m;
	$t_1$	- soone sügavus võllis m;
	$l$	- liistu pikkus m;
	$d$	- võlli läbimõõt m.

$$\sigma_c = \frac{2 \cdot 66,637}{(0,007 - 0,004) \cdot 0,035 \cdot 0,025} = 50771047 \text{ N/m}^2 \approx 50,8 \text{ MPa}$$

Arvutusest nähtub, et liistliite kandevõime on tagatud:

$$\sigma < [\sigma_c]$$

#### 4.9. Kettülekande korpuse projekteerimine

Projekteeritava väetusroboti kliirensi tõstmise tarbeks lisatakse veosillale kettülekanded, mis kannavad pöördemomendi veosillast vedavate ratasteni. Vedavad rattad kinnituvad kettülekande veetava võlli külge. Eeltoodud lahendus eeldab, et ülekande veetav võll on laagerdatud tugevale ja jäigale konstruktsioonile, mis suudab taluda masina ja võimaliku koorma massi ning masina tööprotsessist tulenevaid lisakoormusi. Kettülekannete lahendustes on levinud olukord, kus ülekannet kaitsev ja kasutaja ohutust tagav karter ei ole ettenähtud taluma koormusi. Seepärast ei ole võimalik antud juhul kettülekande konstruktsiooni eelnimetatud viisil lahendada. Projekteeritav väetusrobot on eelkõige eksperimentaalne masin ning tema platvormi võimalik valmishitamine kätkeb endas tõenäoliselt üksiktootmise spetsiifikat. Korpuste valmistamise tehnoloogiad jagunevad üldistades järgnevalt [10: 128]:

- valamine;
- sepistamine;
- keevitamine;
- jootmine;
- liimimine;
- stantsimine.

Üksiktootmise seisukohast lähtudes on otstarbekaim korpuse lahendus üldjuhul teraselementidest keevisliidetega korpus. Vajadusel elementide stantsimine. Keeviskorpuste eeliseks on võimalus lisada täiendavaid tugevduselemente. Keeviskorpuse suurimaks puuduseks on keevisliidete teostamise tulemusel korpuse võimalik kujumuutus. Eeltoodud negatiivse ilmingu vältimiseks on võimalik korpuse valmistamisprotsessis kasutada keevisliidete teostamise järgnevat termotöötlust (lõõmutamine) või teostada keevitustööd rakistatud detailil [39: 168]. Kõnealuse kettülekande korpus on projekteeritud teraselementidest, mis liidetakse keevisõmblustega. Tulenevalt vajadusest kettülekannet koostada ja vajadusel hilisemalt remontida on korpus konstrueeritud ühest küljest avatavana. Seega koosneb korpus alusest ja kaanest. Kaas paikneb konstruktsioonilistest iseärasustest lähtuvalt veorataste poolses küljes. Korpuse seinapaksuse valikust sõltub korpuse jäikus ja mass. Projekteeritava väetusroboti olemust arvestades on roboti platvormi optimaalne mass oluline aspekt. Valutehnoloogial põhinevate korpuste seinapaksus määratakse valemiga [21: 78]:

$$\delta = 1,2 \cdot \sqrt[4]{T_2} \geq 6 \text{ mm} \quad (4.45.)$$

kus  $\delta$  on korpuse seinapaksus mm;  
 $T_2$  - veetava völli pöördemoment N·m.

Juhul, kui korpus lahendada valutehnoloogiat kasutades kujuneb arvutuse tulemusel seinapaksuseks:

$$\delta = 1,2 \cdot \sqrt[4]{66,637} = 3,43 \text{ mm} \leq 6 \text{ mm}$$

Eeltoodu alusel tuleb lähtuda kasutatud kirjanduses esitatud minimaalsest seinapaksusest  $\delta = 6 \text{ mm}$ . Arvestades, et kõnealune kettülekanne korpus lahendatakse teraselementidest keevisliidetena, arvutatakse vajalik minimaalne seinapaksus valemiga [41: 168]:

$$\delta_k = 0,8 \cdot \delta, \quad (4.46.)$$

kus  $\delta_k$  on keeviskorpuse seinapaksus mm;  
 $\delta$  - valutehnoloogial põhineva korpuse seinapaksus mm.

$$\delta_k = 0,8 \cdot 6 = 4,8 \text{ mm}$$

Arvestades teraslehtmaterjalide standardiseeritud seinapaksusi on korpuse valmistamiseks valitava teraslehe esialgseks paksuseks  $\delta_k = 5 \text{ mm}$ . Lõplik paksus määratakse järgnevates alajaotistes teostatavate tugevus- ja jäikusanalüüside tulemusena. Teras valik on teostatud arvestades korpuse võimalikku kasutusviisi ja koormatust, mittelegeerkonstruktsiooniteras kergkoormatud masinaehitusdetailide valmistamiseks, margitähisega S235.

Korpuse sisemõõtmed on määratud kasutades erialakirjanduses [28: 393] esitatud juhiseid. Korpus on kujundatud minimaalsete mõõtmetega, võttes ketirataste tasapinnas korpuse sisepinna ja ketirataste peaderingjoone vaheks:

$$a_1 = p + 30 \text{ mm}, \quad (4.47.)$$

kus  $a_1$  on korpuse sisepinna ja ketirataste vahe mm;  
 $p$  - keti samm mm.

Seega kujuneb ketirataste tasapinnas korpuse sisepinna ja ketirataste peaderingjoone vaheks:

$$a_1 = 15,875 + 30 = 45,875 \text{ mm} \approx 46 \text{ mm}$$

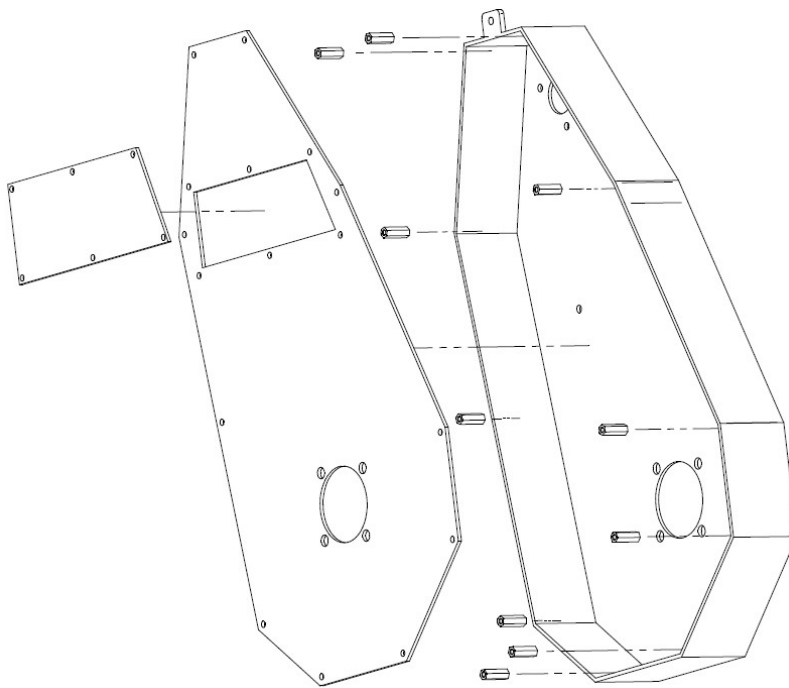
Keti ja korpuse sisepinna vaheks ketirataste telgsuunas võetakse:  $a_2 = 30 \text{ mm}$ .

Eeltoodu alusel kujuneb korpuse siselaiuseks:

$$a_3 = a_k + 2 \cdot a_2 = 19,5 + 2 \cdot 30 = 79,5 \text{ mm} \approx 80 \text{ mm}$$

Eeltoodud arvutuste ja kettülekandesse projekteeritud detailide mõõtmete alusel konstrueeriti korpuse sobiv kuju ja mõõtmed raalprojekteerimistarkvaras.

Samuti on korpuse alusesse projekteeritud avad veetava võlli laagripukkide ja keti pingutusseadiste kinnitamiseks. Projekteeritud kettülekande korpuse lahendus on visualiseeritud järgneval joonisel.



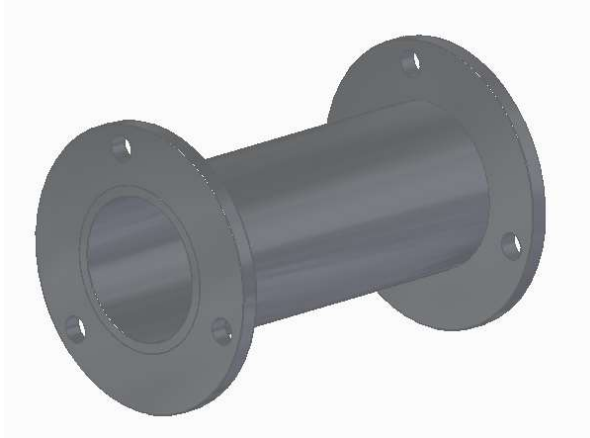
**Joonis 4.14.** Kettülekande korpus.

Korpuse ja vaatlusava kaas on projekteeritud esialgses lahenduses 5 mm paksusega lehtterasest. Lõplik kaante materjali seinapaksus määratakse hilisemate tugevus- ja jäikusanalüüside käigus. Kaaned kinnituvad korpuse aluse külge poltliidetega. Liidete teostamiseks on vajalik korpuse aluse külgseinte külge, sisenurkadesse ning korpuse joonisel märgitud asukohtadesse keevisliitega kinnitada sobivad kuuskantmutrid M6. Nimetatud mutrite pikkus võimaldab teostada piisavalt püsiva ja tugeva keevisliite. Liitesse on valitud sobivad jämekeermega kuuskantmutrid M6 x 20 – 8.8. Poltide

lukustamiseks sobivad vedruseibid. Poltliidete hulk korpuse kaane kinnitamisel on valitud kogemuslikult ja võimaluste piires.

Tulenevalt keevisliite teostamisel kaasnevate deformatsioonide vähendamise vajadusest tuleb keevitustöödele eelnevalt hinnata detailide liitmise ulatust lauskeevitamisenä. Keviskonstruktsioonide koostamisel on vajalik rakendada otstarbekat keevitustehnoloogiat. Erialakirjanduse soovitusel tuleb konstruktsioone keevitada lõikudena või kasutada katkendõmbusi [42: 226]. Täpsemat kevisliidete teostamise tehnoloogiat siinkohal ei käsitleta. Korpuse projekteerimisel on võetud eelduseks tehnoloogiline skeem, kus vajalikud avad teostatakse lõiketöötlemise abil vajalike kevis- ja poltliidete teostamisele järgnevalt. Nimetatud tehnoloogia võimaldab saavutada piisavat täpsust hilisemal sõlmede koostamisel ja detailide paigutamisel.

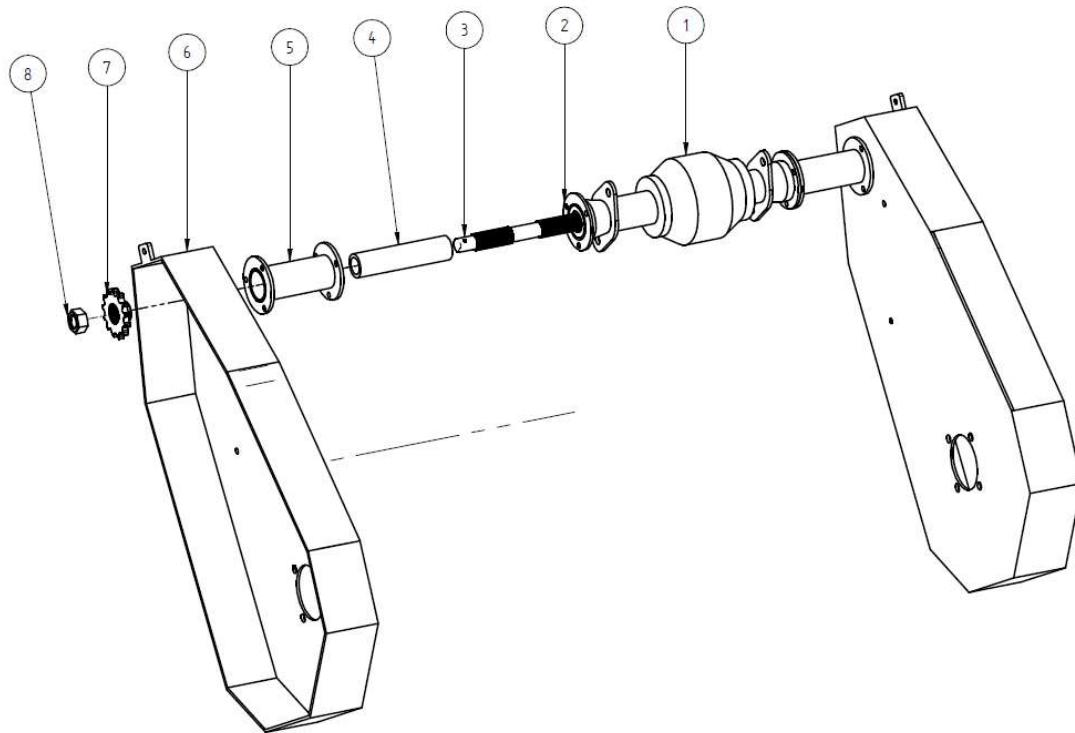
Korpuse kinnitamiseks väetusroboti veosilla külge on korpuse aluses ettenähtud vastavad avad poltliidete teostamiseks. Veosilla korpuse otstes paikneb äärik, milles sümmeetrilise paigutusega 3 läbivat M8 keermega ava. Nimetatud avad kasutatakse ära kettülekande korpuse kinnitamiseks. Tulenevalt asjaolust, et kõnealuse veosilla korpuse äärikute välispindade vahekaugus, st veosilla korpuse pikkus on ebapiisav, tuleb kettülekannete korpuste sobiva vahekauguse tagamiseks projekteerida sobilikud laiendusdetailid. Veosilla laiendusdetail on visualiseeritud alljärgneval joonisel.



**Joonis 4.15.** Veosilla laiendusdetail.

Nimetatud detailid on projekteeritud õmbluseta ümartorust 48,3 x 4 – S235, milliste mõlemasse otsa on kevisliitega kinnitatud lehtterasest äärik poltliidete teostamiseks. Tulenevalt korpuste asetusnurkadest on laiendusdetailide äärikute paigutus erinev.

Projekteeritud veosilla eelpool kirjeldatud detailid ja nende paiknemine on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 4.16.** Väetusroboti veosild, kus 1 – ATV veosilla korpus; 2 – veosilla korpuse äärik; 3 – veosilla võll; 4 – puks; 5 – veosilla laiendusdetail; 6 – kettülekande korpus; 7 – vedav ketiratas; 8 - mutter.

Magistritöö järgnevas peatükis teostatakse projekteeritud kettülekande korpusele tugevus- ja jäikusanalüüs lõplike elementide meetodil raalprojekteerimistarkvaras, et kontrollida korpuse konstruktsiooni sobivust väetusroboti töötingimustega. Olenevalt analüüsi tulemustest võib osutuda vajalikuks korpusele täiendavate tugevduselementide lisamine.

## 5. KETTÜLEKANDE KORPUSE TUGEVUS- JA JÄIKUSANALÜÜS

### 5.1. Korpusele mõjuvate jõudude määramine

Jõuülekannete kujundamisel ja projekteerimisel on üheks kesksmaks ning vastutusrikkamaks ülesandeks arvutuste teel väljatöötatud detailide tugevus- ja jäikustingimuste kontrollimine. Jõuülekannete kered ehk korpused töötatakse välja juhtumipõhiselt, et lahendada eelkõige konkreetsetes projekteerimisülesandes esinevaid probleeme. Üldjuhul on jõuülekannete korpused keeruka kuju ja mitmekesise konstruktsiooniga ning traditsiooniliste, staatikaga määratud süsteemide arvutusvalemite abil ei ole võimalik, otstarbekas või on äärmiselt keeruline korpuste tugevust ja jäikust kontrollida. Lahenduseks on lõplike elementide meetod. Projekteeritud kettülekande korpust analüüsitakse järgnevas jaotises raalprojekteerimistarkavara *Solid Edge* paketi *Simulation*, mis võimaldab teostada detailis või konstruktsioonis esinevate pingete ja deformatsioonide arvutusi lõplike elementide meetodil (LEM). Eelnimetatud analüüsi teostamise eelduseks on korpusele mõjuvate jõudude määramine ja arvutamine.

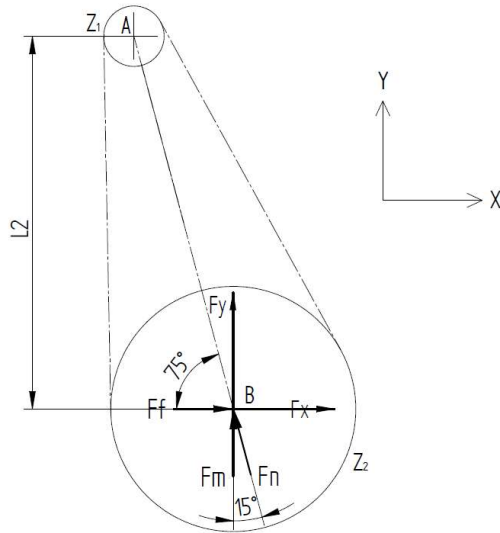
Projekteeritud kettülekande korpus paigutub väetusroboti veosilla külge, muutudes sisuliselt veosilla osaks, millele rakenduvat mitmed koormused. Nimetatud koormusteks on lihtsustatult olukorrast lähtuvalt:

- raskusjõud (väetusroboti täismass);
- kettülekandest tingitud koormus;
- veerehõõrdejõud (veorataste veeretakistus).

Koormuste mõjumise suunad on erinevad. Raskusjõu mõjumise suund on üldjuhul vertikaalne. Arvestades, et kettülekande korpus paikneb vertikaaltelje suhtes teatud nurga all, st korpuse ja veosilla omavahelise kinnituspunkti ja veoratta kinnituspunkti vaheline sirge ei ole vertikaalne, mõjub raskusjõud korpuse suhtes põikjõuna. Sisuliselt on tegu põikjõu paindemomendi koosmõjusfääris koormusolukorraga. Seejuures on paindepinged lõikepingetest enamasti suurusjärgu võrra suuremad [36: 230]. Kettülekande teel ülekantavast pöördemomendist põhjustatud koormus mõjub piki korpuse ja veosilla omavahelise kinnituspunkti ja veoratta kinnituspunkti vahelist sirget. Sisuliselt on tegu survepingega. Väetusroboti liikumisel mingisuguse pinnal mõjub selle ratastele veeremist takistava jõuna veerehõõrdejõud. Nimetatud jõu suund on lihtsustatult käsitledes



paralleelne pinnaga millel ratas veereb. Kettülekande korpuse suhtes mõjub veerehõõrdejõud sisuliselt horisontaalse telje suunas. Kettülekande korpusele mõjuvate jõudude määramiseks ja kujutamiseks on koostatud järgnev joonis.



**Joonis 5.1.** Kettülekande korpusele mõjuvad jõud, kus  $Z_1$  – vedav ketiratas;  $Z_2$  – veetav ketiratas; A – korpuse ja veosilla kinnituspunkti tsenter; B – ratta kinnituspunkti tsenter;  $F_n$  – kettülekandes koormus;  $F_m$  – raskusjõu koormuse toereaktsioon;  $F_f$  – veerehõõrdejõu koormus;  $F_x$  – x-telje suunas mõjuv koormus;  $F_y$  – y-telje suunas mõjuv koormus.

Väetusroboti veoratta veerehõõrdejõu arvutamisel on võetud veerehõõrdeeguriks väärtus, mis on kasutatud kirjanduses nimetatud veerehõõrdeegurina traktori õhkrehvi veeremisel kuintud põllul:  $f_v = 18 \text{ mm}$  [43: 15]. Väetusroboti veosilla ratta raadius on  $r_{vr} = 114,25 \text{ mm}$ . Ratta veerehõõrdejõu arvutatakse lihtsustatult valemiga [31: 41]:

$$F_f = \frac{f_v \cdot F_m}{r_{vr}}, \quad (5.1.)$$

kus  $F_f$  on veoratta veerehõõrdejõud N;  
 $f_v$  - veerehõõrdeegur mm;  
 $F_m$  - raskusjõud N;  
 $r_{vr}$  - veoratta raadius mm.

$$F_f = \frac{18 \cdot 1000}{114,25} = 157,55 \text{ N}$$

Korpuse vertikaal ehk y-telje suunas rakendub punktis B koormus:

$$F_y = F_n \cdot \cos 15 + F_m, \quad (5.2.)$$

$$F_y = 491,66 \cdot \cos 15 + 1000 = 1474,9 \text{ N}$$

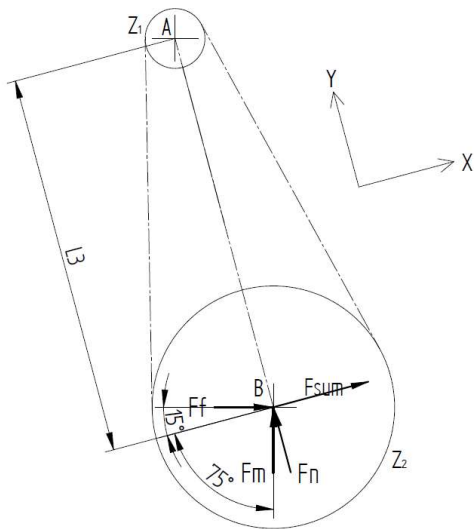
Korpuse horisontaal ehk x-telje sihis rakendub punktis B koormus:

$$F_x = -F_n \cdot \cos 75 + F_f, \quad (5.3.)$$

$$F_x = -491,66 \cdot \cos 75 + 157,55 = 30,3 \text{ N}$$

Eeltoodud arvutuste tulemusel on määratud kettülekande korpusele vertikaal- ja horisontaaltelje suhtes mõjuvad summaarsed jõud.

Arvestades kettülekande korpuse asendit mõjuvate jõudude suhtes, samuti korpuse kinnitusviisi veosilla külge on vajalik leida eelpool arvatud x ja y-telje suunas mõjuvate jõudude summaarne projektsioon korpuse pikitelje suhtes ristuva telje suunas. Jõudude projektsiooni arvutamist selgitav skeem on esitatud järgneval joonisel.



**Joonis 5.2.** Kettülekande korpuse pikiteljega ristuv suunas mõjuvad jõud, kus  $Z_1$  – vedav ketiratas;  $Z_2$  – veetav ketiratas; A – korpuse ja veosilla kinnituspunkti tšenter; B – ratta kinnituspunkti tšenter;  $F_n$  – kettülekandes põhjustatud koormus;  $F_m$  – raskusjõust põhjustatud koormus;  $F_f$  – veerehõõrdejõust põhjustatud koormus;  $F_{sum}$  – summaarne koormus x-telje suunas.

Eeltoodud projektsioon võimaldab hilisemalt teostada korpuse kinnituspoltides esinevate nihkepingete ja korpuse paindepinge arvutusi ja simulatsioone.

Nimetatud jõudude projektsiooni leidmiseks korpuse pikiteljega ristuvalt on järgneval joonisel määratud x-telg ristuvaks korpuse pikiteljega. Korpuse pikiteljeks on määratud korpuse ja veosilla omavahelise kinnituspunkti ja veoratta kinnituspunkti tsentrete vaheline sirge ehk y-telg.

Korpuse pikiteljega ristuv suunas ehk joonisel märgitud x–telje suunas rakendub punktis B summaarne koormus:

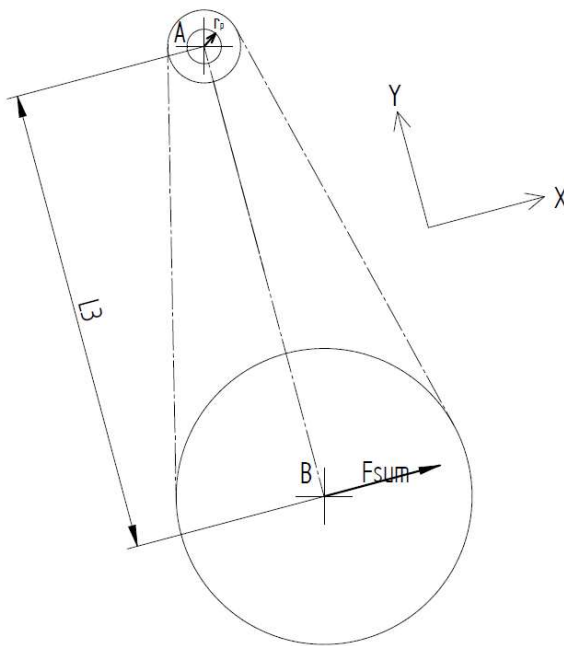
$$F_{sum} = F_f \cdot \cos 15 + F_m \cdot \cos 75 , \quad (5.4.)$$

$$F_{sum} = 157,55 \cdot \cos 15 + 1000 \cdot \cos 75 = 411 \text{ N}$$

Eeltooduga on korpusele mõjuvad jõud määratud ning loodud eeldused detailide tugevus- ja jäikusanalüüside teostamiseks.

## 5.2. Korpuse kinnituspoltide arvutus

Kettülekande korpus kinnitub väetusroboti veosilla külge kolme poltliitega. Poltliite teostamise teeb võimalikuks vastava ääriku olemasolu veosilla korpuse küljes. Ääriku mõõtmeid arvestades ei ole võimalik kasutatavate poltide läbimõõtu suurendada ning seepärast on nimetatud liite lahenduses arvestatud poltidega M8. Kettülekande korpusele rakendub eelpool arvutatud summaarne koormus  $F_{sum} = 411$  N, mille jõuõlg on  $L_3 = 465$  mm. Poltliitele on alljärgnevalt teostatud üksnes nihkepingete arvutus olukorras, kus summaarne jõud  $F_{sum}$  rakendub kettülekande korpuse punktis B ning püüab pöörata korpust väetusroboti edaspidisel liikumisel punkti A suhtes vastupäeva. Katseliselt on tõestatud, et poltliite purunemine toimub eelkõige poltide läbilõikamise teel [36: 595]. Seetõttu ei ole muid koormusolukordi kontrollitud. Poltliite koormusolukorda visualiseerib järgnev joonis.



**Joonis 5.3.** Kinnituspoltide koormusolukord, kus A – korpuse ja veosilla kinnituspunkti tsester; B – ratta kinnituspunkti tsester;  $F_{sum}$  – summaarne koormus;  $r_p$  – poltide paigutusraadius;  $L_3$  – jõuõlg (ülekande telgede vahe).

Korpuse kinnituspoldid paiknevad korpuse punkti A suhtes sümmeetriliselt ning paigutust saab hinnata kui kettakujulisel pöörleval detailil paiknevaks. Nimetatud juhul on poltide jõuõlaks punkti A suhtes ringjoone raadius  $r_p = 34,5$  mm. Poltliide on ühelõikeline. Poltide omadusklassiks on valitud 8.8, voolepiir  $R_e = 640$  N/mm<sup>2</sup>. Ohutusteguriks on valitud

tulenevalt dünaamilisest koormusjuhust  $\nu = 3$ . Lubatud nihkepinge poldis seega  $\tau_{p \text{ allow}} = 213 \text{ N/mm}^2$ . Poldi ristlõikepindala  $S_p = 50,265 \text{ mm}^2$ . Poltides tekkiv nihkejõud arvutatakse valemiga [36: 37]:

$$F_p = \frac{F_{sum} \cdot L_3}{r_p}, \quad (5.5.)$$

kus  $F_p$  on poltides tekkiv nihkejõud N;  
 $F_{sum}$  - korpusele mõjuv summaarne koormus N;  
 $L_3$  - jõuõlg m;  
 $r_p$  - poltide asetuse ringjoone raadius m.

$$F_p = \frac{411 \cdot 0,465}{0,0345} = 5539 \text{ N}$$

Poltides tekkiv nihkepinge arvutatakse valemiga [36: 37]:

$$\tau_p = \frac{F_p}{S_p}, \quad (5.6.)$$

kus  $\tau_p$  on poltides tekkiv nihkepinge  $\text{N/mm}^2$ ;  
 $F_p$  - poltides tekkiv nihkejõud N;  
 $S_p$  - poldi ristlõikepindala  $\text{mm}^2$ .

$$\tau_p = \frac{5539}{50,265} = 110,2 \text{ N/mm}^2$$

Kolme poldilises liites jaguneb nihkepinge võrdselt kõikide poltide vahel ning seega esineb ühes poldis nihkepinge  $\tau_{lp} = 36,7 \text{ N/mm}^2$ .

Eeltoodu alusel on selgunud, et poldid taluvad liites tekkivaid nihkepingeid. Reaalselt võib väetusroboti töös esineda olukordi, kus masina liikudes takerdub veoratas takistusele ning toimub masina äkkpidurdus. Nimetatud juhul on tõenäoline, et kettülekande korpuse kinnituspoltides esinevad eelnevalt teostatud arvutustest suuremad nihkepinged. Masina maksimaalne liikumiskiirus hinnanguliselt  $v_m = 2,5 \text{ m/s}$ . Liikumise seiskumine toimub 0,5 sekundi jooksul.

Kiirendus on arvutatav valemiga [36: 34]:

$$a_m = \frac{(v_m - v_{m0})}{t_s}, \quad (5.7.)$$

kus  $a_m$  on masina kiirendus (aeglustus)  $\text{m/s}^2$ ;  
 $v_m$  - masina liikumiskiirus  $\text{m/s}$ ;  
 $v_{m0}$  - masina lõppkiirus seiskumisel  $\text{m/s}$ ;  
 $t_s$  - masina seiskumisele kuluv aeg  $\text{s}$ .

$$a_m = \frac{(2,5 - 0)}{0,5} = 5 \text{ m/s}^2$$

Masina täismassiks, ehk liikuvaks massiks on määratud 250 kg. Masina inertsijõud on arvutatav valemiga [36: 36]:

$$F_{mi} = m_m \cdot a_m , \quad (5.8.)$$

kus  $F_{mi}$  on masina inertsijõud N;  
 $m_m$  – masinagregaadi mass kg;  
 $a_m$  – masinagregaadi kiirendus (aeglustus) pidurdusel  $\text{m/s}^2$ .

$$F_{mi} = 250 \cdot 5 = 1250 \text{ N}$$

Edasise arvutuse eelduseks on võetud olukord, kus masina kogu inertsijõud rakendub ühele korpusele. Summaarselt rakendub äkkpidurduse olukorras korpusele koormus:

$$F_{ksum} = F_{sum} + F_{mi} , \quad (5.9.)$$

$$F_{ksum} = 411 + 1250 = 1661 \text{ N}$$

Äkkpidurduse olukorras poltidele mõjuv nihkejõud [36: 37]:

$$F_{p\ddot{a}} = \frac{F_{ksum} \cdot L_3}{r_p} ,$$

kus  $F_{p\ddot{a}}$  on poltides tekkiv nihkejõud N;  
 $F_{ksum}$  - korpusele mõjuv summaarne koormus N;  
 $L_3$  - jõuõlg m;  
 $r_p$  - poltide asetuse ringjoone raadius m.

$$F_{p\ddot{a}} = \frac{1661 \cdot 0,465}{0,0345} = 22387 \text{ N}$$

Poltides tekkiv summaarne nihkepinge:

$$\tau_p = \frac{F_{p\ddot{a}}}{S_p} ,$$

Kus  $\tau_p$  on poltides tekkiv summaarne nihkepinge N/mm<sup>2</sup>;  
 $F_{pä}$  - äkkpidurdusel poltides tekkiv nihkejõud N;  
 $S_p$  - poldi ristlõikepindala mm.

$$\tau_p = \frac{22387}{50,265} = 445,4 \text{ N/mm}^2$$

Kolme poldilises liites jaguneb nihkepinge võrdselt kõikide poltide vahel ning seega esineb ühes poldis nihkepinge  $\tau_{lpä} = 148,5 \text{ N/mm}^2$ . Arvutustest on selgunud, et poltliide talub äkkpidurduse olukorras tekkivaid nihkepingeid.

Veosilla korpuse materjali omadused ning koostamiskvaliteet on teadmata. Seepärast on asutud seisukohale, et kettülekande korpused vajavad tõenäoliselt täiendavat kinnitamist vertikaal ja horisontaalsuunas. Väetusrobot on ettenähtud liikuma istandustes, milliste maapind on ebatasane. Ebatasasuste tõttu tekivad masina konstruktsioonis erinevates suundades dünaamilised koormused ja pinged. Lahenduseks on valitud kettülekande korpuse täiendav kinnitamine väetusroboti raamile terasest varrastega. Selleks on konstrueeritud korpuse aluse külge täiendavad kinnitusäärikud. Korpus fikseeritakse väeturoboti raami pikitelje suhtes täiendava vardaga. Nimetatud kinnitus vähendab koormust eelpool käsitletud poltliitele oluliselt. Samuti kinnitatakse korpus täiendavalt vertikaalsihis, et vähendada korpuse, veosilla laiendusdetailide ja veosilla korpuse paindepingeid tulenevalt raskusjõu mõjust. Varraste konstruktsioon ja ristlõiked on valitud kogemuslikult ning nende tugevus- ja jäikusarvutusi siinkohal ei teostata. Täiendavate kinnituslahenduste lisamise teeb võimalikuks väetusroboti veosilla mittevajalikust vedrustuslahendusest loobumine. Väetusroboti liikumiskiirus on suhteliselt väike, sõidumugavus ei ole tähtis ning seepärast ei ole masina tagavedrustus vajalik. Veosilla vedruamortisaator on konstruktsioonis asendatud terasest vardaga. Eeltoodud täiendava kinnituslahenduse skeem on visualiseeritud magistritöö lisas A olevatel joonistel.

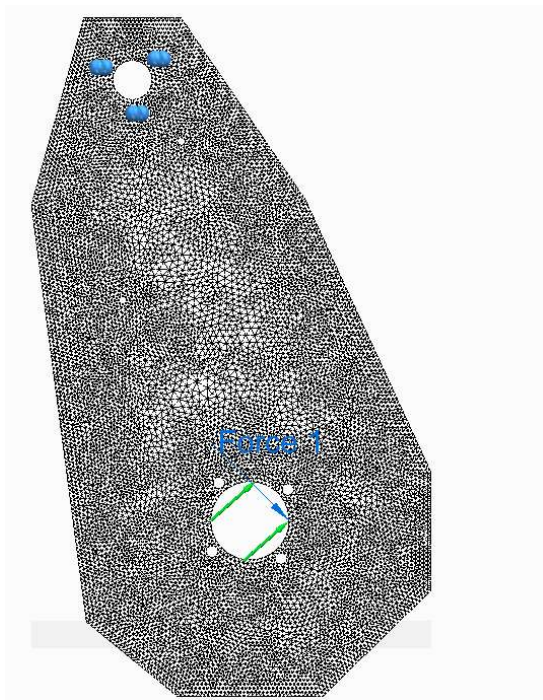
### 5.3. Kettülekande korpuse LEM analüüs

Kettülekandele projekteeritud korpus on klassikaliste tugevusarvutuste teostamiseks keeruline detail. Seepärast on teostatud korpuses esinevate pingete ja deformatsioonide leidmiseks analüüs kasutades raalprojekteerimistarkvara. Lõplike elementide meetod (LEM) on analüüsimeetod, kus uuritava objekti mingit omadust väljendavat pidevat funktsiooni võib lähendada diskreetse mudeliga, mis koosneb tükiti pidevatest funktsioonidest. Need funktsioonid on määratud igaüks mingis alampiirkonnas, milliste arv peab olema lõplik [44: 1]. Projekteeritud kettülekande korpust analüüsitakse raalprojekteerimistarkavara *Solid Edge* paketiga *Simulation*, mis võimaldab teostada detailis või konstruktsioonis esinevate pingete ja deformatsioonide arvutusi lõplike elementide meetodil. Analüüs on teostatud staatilise koormuse olukorras. Dünaamilise koormuse olukorra kompenseerimiseks on vajalik tagada ettenähtud varutegur [36: 44]. Tulenevalt asjaolust, et kettülekande korpuse alus on koostatud keeviskoostuna, analüüsitakse nimetatud detaili kui ühtset tervikut. Keevisliite teostamisel kasutatakse lisatava materjalina üldjuhul plastset terast. Seetõttu hakkavad koormuse poolt põhjustatud pinged keevisõmbluses materjali voolavuse tekkides ühtlustuma, mis läbi saavutatakse liite ühtlane pingeseisund [36: 593]. Korpuse kaas kinnitub alusele poltliidete abil. Kaane mõju tugevusanalüüsil on tõenäoliselt oluline, kuid arvestades poltliite tugevusanalüüsis imiteerimise keerukust on analüüs teostatud üksnes korpuse alusele. Kaas lisab korpusele täiendavat jäikust ning on siinkohal käsitletav kui reaalselt koormusolukorda lihtsustav detail. Keeviskonstruktsiooni analüüsil tuleb arvestada asjaoluga, et keevisliite termomõju tsooni on CAD – keskkonnas keeruline määratleda geomeetria, füüsikaliste ja keemiliste omaduste poolest [45: 69]. Eeltoodu põhjal on asutud seisukohale, et LEM analüüsides tulemusi tuleb eelkõige käsitleda kui ligikaudseid tulemusi andvat informatsiooni. Keerulise konstruktsiooni ja mitmesuguste koormusolukordade esinemisel peitub LEM analüüsides teostamise olulisus asjaolus, et saadud info annab vihjeid suurimate pingete ja deformatsioonide paigutuse osas. Seeläbi on võimalik detaili projekteerimise faasis lisada vajalikke tugevduselemente, muuta materjalivalikut või detaili geomeetriat.

Analüüs teostati korpuse alusele kahes erinevas koormusolukorras. Analüüsiti korpuses tekkivaid pingeid ja deformatsioone. Korpuse valmistamiseks on algselt valitud 5 mm paksusega lehtteras. Materjali margiks on valitud kergkoormatud masinaehitus-keeviskonstruktsioonide valmistamiseks ettenähtud teras margitähisega S235, voolepiiriga  $R_e = 235 \text{ N/mm}^2$ . Lõplike elementide võrgustiku sammu valik on LEM analüüsi



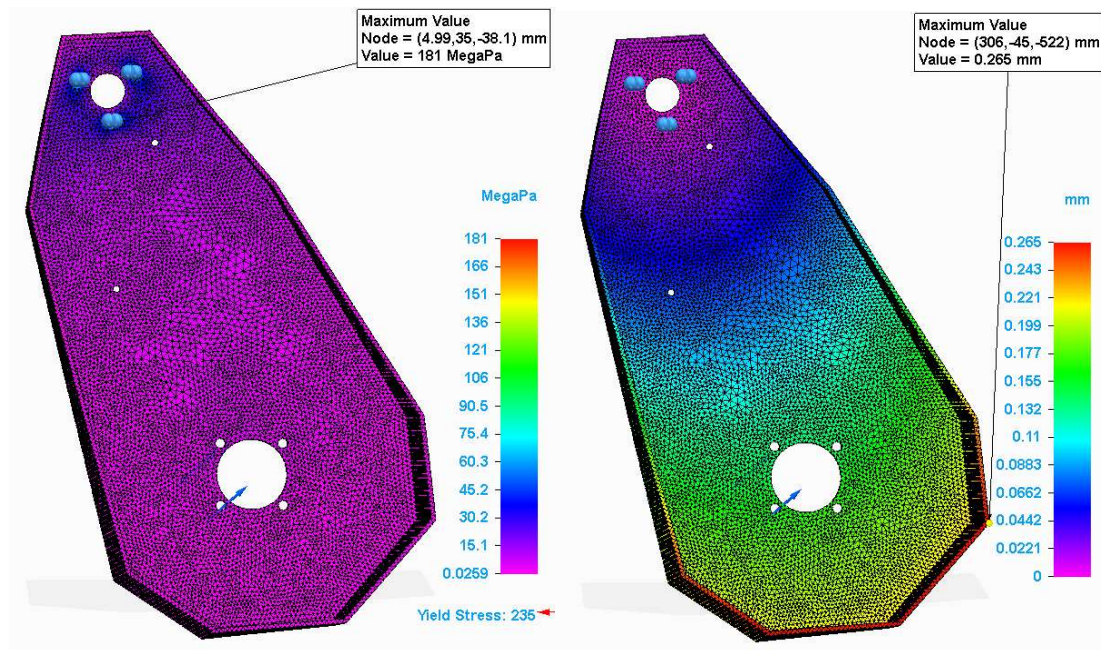
teostamisel oluline aspekt. Elementide suuruse kasvades muutuvad arvutuste tulemused ebatäpsemaks ning suuruse vähenedes täpsemaks, kuid ajamahukamaks. Arvestades analüüsitava korpuse materjali ühtlast paksust 5 mm, on elementide suuruseks valitud samuti 5 mm. Nimetatud väärtus tagab, et materjali paksuse sihis paikneb vähemalt üks element. Samuti on võrgustiku määramisel oluline elementide kuju. Kogu võrgu ulatuses on soovituslik kasutada ühesuguse kujuga elemente. Kandilise kujuga elemendid tagavad reaalsemad tulemused, põhjuseks vastav interpolatsiooni funktsioon. Kolmnurksete elementide kasutamisel tuleb arvestada asjaoluga, et tegemist on jäigemate elementidega, mis lisavad analüüsitava detailile jäikust ning seeläbi võib tulemus olla teatud määral moonutatud. Kolmnurkse kujuga elemendid võimaldavad analüüsitava detaili kuju täpsemalt lähendada. Samuti on soovituslik, et võrgustik on korrapärane [46: 8]. Eeltoodu põhjal on valitud elementide kujuks tetraeder. Moodustatud võrgustikku, korpuse kinnituspunkte horisontaal- ning vertikaalkoormuse koosmõju suunda visualiseerib järgnev joonis.



**Joonis 5.4.** Moodustatud lõplike elementide võrgustik.

Koormusolukorras, kus korpusele rakendub horisontaal- ja vertikaalkoormus kettülekande veetava võlli laagripuki kaudu on koormusteks eelpool arvatatud summaarne koormus horisontaalkoormus 1700 N ja vertikaalkoormus 1500 N. Koormusolukord imiteerib

väetusroboti tööolukorda edasiliikumisel, sh veoratta põrkamisel vastu takistust. Korpuse kinnituspunktideks on määratud kolm ava korpuse ülaosas, korpus on fikseeritud x y z-telgede suhtes. Nimetatud avade kaudu toimub korpuse kinnitus väetusroboti veosilla äärikule. Teostatud analüüsi tulemused ja pingete ning deformatsioonide paiknemise visualiseering on kujutatud järgneval joonisel.

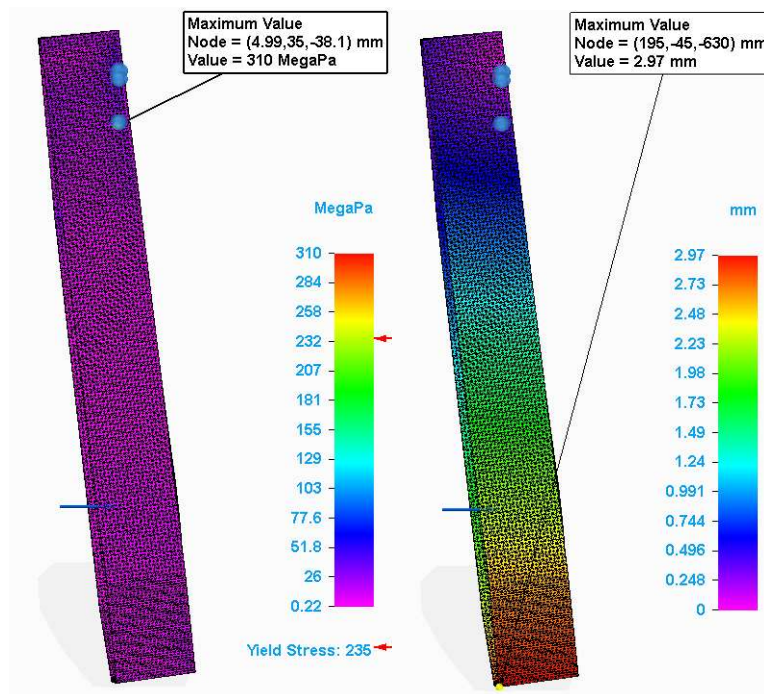


**Joonis 5.5.** Korpuses esineva pingete ja deformatsiooni visualiseering.

Analüüsi tulemuste põhjal selgus, et nimetatud koormusolukorras ei ületa maksimaalne pingete korpuses (181 Mpa) materjali voolepiiri, kuid asetub voolepiiri lähedusse. Maksimaalne pingete paikneb korpuse kinnituspunktide läheduses. Ülejäänud korpuse materjalis jagunevad pinged suhteliselt ühtlaselt. Koormusolukorra maksimaalne deformatsioon on 0,265 mm ning paikneb sarnaselt eeldustele korpuse kinnituspunktidest kaugeimas osas. Deformatsioon on seejuures väheldane.

Järgnev korpuse analüüs on teostatud koormusolukorras, kus korpusele on rakendatud külgsuunaline horisontaalne koormus 350 N. Nimetatud koormus imiteerib olukorda, kus väetusrobot paikneb ligikaudu 20° kaldega maastikul ning koormus on põhjustatud raskusjõust.

Teostatud analüüsi tulemused ja pinge ning deformatsiooni paiknemise visualiseering on kujutatud järgneval joonisel.

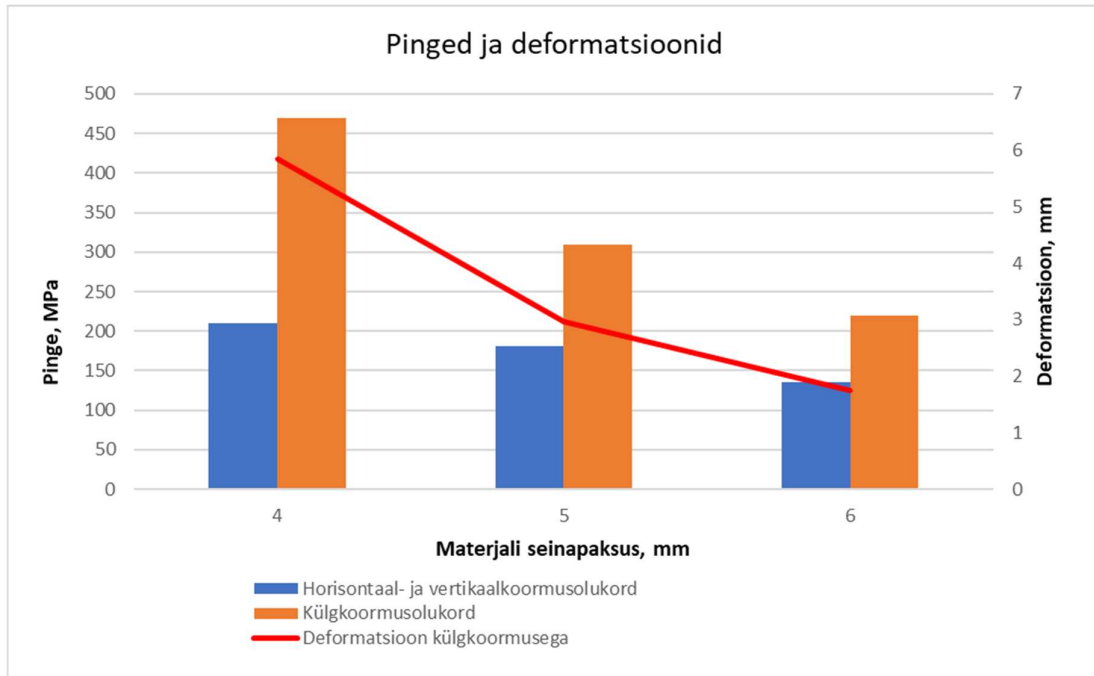


**Joonis 5.6.** Korpuses esinevate pingete ja deformatsioonide visualiseering.

Analüüsi tulemuste põhjal on selgunud, et nimetatud koormusolukorras ületab maksimaalne pinge korpuses (310 Mpa) materjali voolepiiri. Maksimaalne pinge paikneb korpuse kinnituspunktide läheduses. Ülejäänud korpuse materjalis jagunevad pinged suhteliselt ühtlaselt. Koormusolukorra suurim deformatsioon on 2,97 mm ning paikneb sarnaselt eeldustele korpuse kinnituspunktidest kaugeimas osas. Deformatsioon on seejuures märkimisväärne. Eeltoodu põhjal on selgunud, et korpus ei talu antud koormusolukorda, tõenäoliselt tekivad plastsed deformatsioonid. Kettülekande võllide omavaheline asetus muutub oluliselt. Kettülekannete võllidele on liikurmasinates lubatud rööpsushälve 0,2 mm 100 mm võllipikkuse kohta [19: 64]. Eeltoodu alusel kujuneb lubatud rööpsushälbeks ligikaudu 0,5 mm.

Teostatud analüüside põhjal on selgunud, et kettülekande korpuse valmistamine läbivalt 5 mm paksusest lehtterasest S235 ei taga piisavat jäikust. Võimaliku sobiva lahenduse leidmisel teostati mitmeid täiendavaid analüüse, sh 4 ja 6 mm paksusega terasest valmistatud korpusega. Materjali paksuse suurendamine 1 mm võrra vähendas tekkivaid pingeid ligikaudu 90 MPa võrra. Samas kasvas korpuse mass 23%. Arvestades

projekteeritava väetusroboti kandevõimet ja ajami võimsust omab masina tühimag olulist tähtsust masina jõudluses. Teostatud analüüside tulemused on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 5.7.** Korpuses esinevate pingete ja deformatsioonide visualiseering.

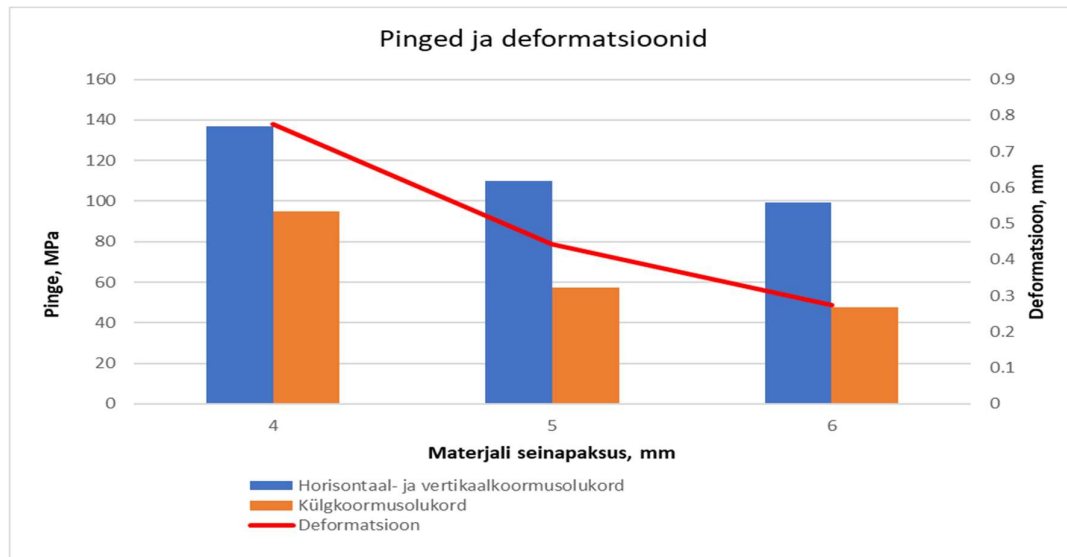
Eeltoodu tulemusel analüüsiti võimalusi korpuse tugevdamiseks ning otsustati lisada korpuse kinnituspierkonda täiendav tugevdusdetail, milleks oli 120 mm läbimõõduga ja 4 mm paksune ketas terasest S235. Nimetatud detail kinnitatakse korpuse aluse külge keevisliitega. Samuti konstrueeriti korpuse aluse ülaosa ja kettülekande võllide vahelisele alale täiendavad kinnitusäärikud.

Järgnevalt teostati tugevusanalüüs kaaneta 4, 5 ja 6 mm seinapaksusega korpuse alusele, mille kinnituspunktideks olid kolm poldiava aluses, täiendav kinnitusäärik korpuse ülaosas ja keskosas. Korpusele oli lisatud täiendav tugevdusdetail. Analüüsi tulemuste põhjal osutus pingete lõikes ohtlikumaks koormusolukorraks 4 mm seinapaksusega korpuses horisontaal- ja vertikaalkoormusolukord. Korpuses esines maksimaalne pinge 137 MPa, mis ei ületa materjali voolepiiri. Deformatsioonide lõikes osutus ohtlikumaks olukorraks külgkoormusega olukord. Maksimaalne deformatsioon korpuses 0,776 mm. Nimetatud väärtus ületab kettülekande võllidele lubatud rööpsushälbe. 5 ja 6 mm seinapaksusega



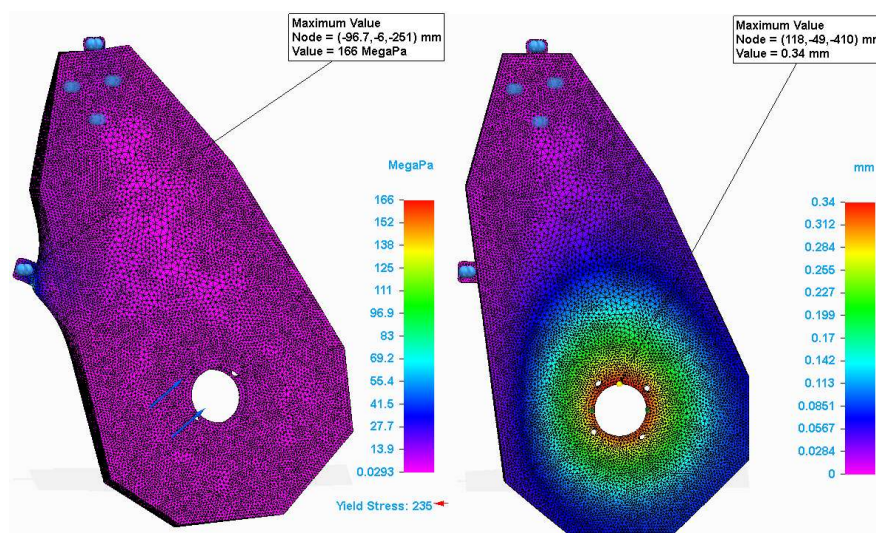
corpuste pinged ja deformatsioonid osutusid väiksemateks, kuid deformatsioonid ületasid lubatud väärtusi.

Teostatud analüüside tulemused on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 5.8.** Täiustatud korpuses esinevate pingete ja deformatsioonide visualiseering.

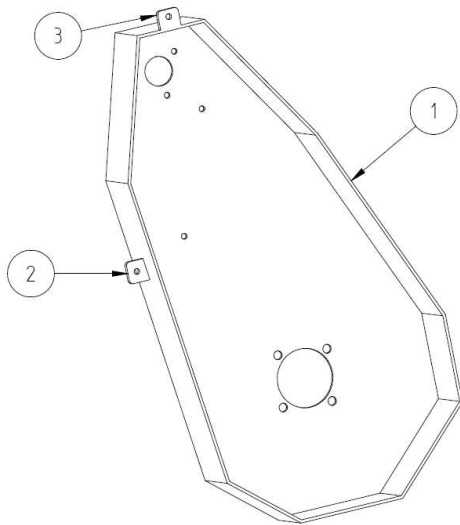
Analüüsi jätkati 4 mm seinapaksusega korpusega. Põhjuseks vajadus vähendada korpuse massi. Järgnevas analüüsiks lisati korpuse alusele kaas ning koormus jagati korpuse aluse ja kaane vahel võrdselt. Teostatud analüüsi tulemused ja pinge ning deformatsiooni paiknemise visualiseering on kujutatud järgneval joonisel.



**Joonis 5.9.** Kaanega korpuses esinevate pingete ja deformatsiooni visualiseering.

Analüüsi tulemuste põhjal osutus pingete lõikes ohtlikumaks koormusolukorraks horisontaal- ja vertikaalkoormusolukord. Korpuses esines maksimaalne pinge 166 MPa, mis ei ületa materjali voolepiiri. Suurimad pinged paiknesid üksnes külgmise kinnitusääriku poldiava läheduses. Seepärast on hinnatud pingete ohtlikkus madalaks. Deformatsioonidest osutus ohtlikumaks olukorraks külgkoormusega olukord. Maksimaalne deformatsioon korpus 0,34 mm. Nimetatud väärtus on kettülekande võllidele lubatud rööpsushälbest madalam. Kogemuslikult on asutud seisukohale, et reaalses olukorras korpuses paiknev kettülekande veetav võll koos laagripukkidega lisab korpusele jäikust ning seeläbi on külgkoormusega olukorras deformatsioonid väiksemad.

Korpuse täiendav kinnituslahendus ja tugevdus on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 5.10.** Korpuse täiendav kinnituslahendus, kus 1 – korpus; 2 – külgmise kinnitusäärik; 3 – ülemine kinnitusäärik.

Täiendavate äärikute abil kinnitub korpus kinnitusvarrastega väetusroboti raami külge. Kinnitusvardad on konstrueeritud 6 mm paksusega lehtterasest. Tugevdusdetail on disainitud viisil, mis võimaldab kolme ava kaudu teostada täiendavad liited avade servadest.

Eeltooduga on piisavalt tugev ja jäik korpus väetusroboti kettülekandele konstrueeritud. Kinnitust leidis lõplike elementide meetodi kasulikkus teraskonstruktsioonide sobiva lahenduse leidmisel. Esmaste analüüside tulemuste abil oli võimalik tuvastada piirkonnad, kus paiknesid suurimad pinged ja deformatsioonid. Täiendav tugevdusdetail ja kinnitusäärikud tagasid sobivad analüüsitulemused.

## 6. VÄETUSROBOTI JUHTSILLA PROJEKTEERIMINE

### 6.1. Juhtsilla konstruktsiooni väljatöötamine

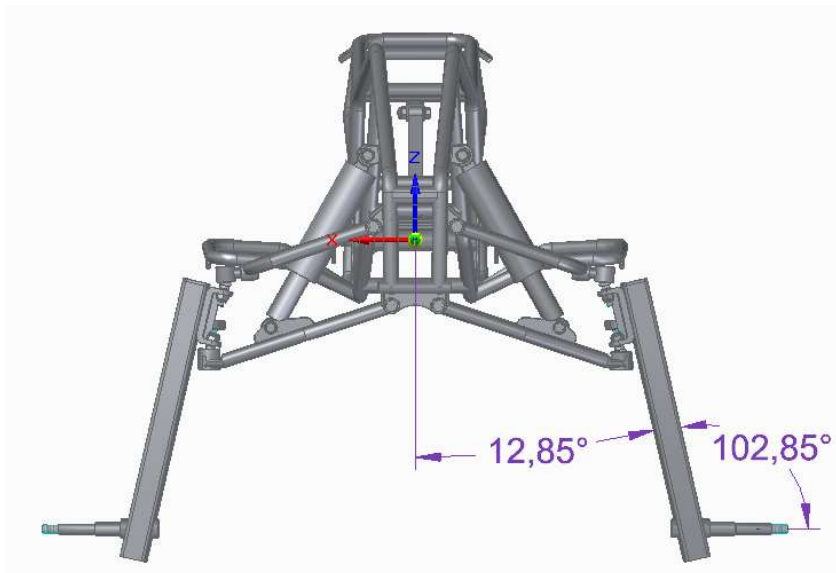
Väetusroboti platvormi baasmasinaks oleva ATV juhtsild on tehaseseades konstrueeritud kahe õõtshargiga teliksillana. Roolisüsteem on lahendatud käänmikroolina, kus mõlemad juhtrattad pöörduvad ümber oma püsttelje. Nimetatud lahenduse üks suurimaid positiivseid omadusi on veermiku toetuspinna suuruse säilimine sõiduki pööramisel [22: 448]. Käänmikud on ülemise ja alumise õõtshargiga ühendatud kuulliigendite abil, mis tagavad käänmiku vajaliku liikumisvabaduse. Õõtshargid on masina raamiga ühendatud igaüks püksliigendi abil. Käänmike külge on konstrueeritud juhtratta telg ning roolisüsteemi rööpvarraste kinnitusava. Eeltoodud lahendus on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 6.1.** ATV Hecht 56150 juhtsilla käänmiku konstruktsioon.

Väetusroboti juhtsilla kliirensi suurendamise lahenduste väljatöötamiseks on alajaotises 2.5. analüüsitud võimalikke lahendusi. Sobivaimaks lahenduseks kujunes käänmiku pikendamine viisil, mis võimaldab nihutada juhtratta telje asukohta vajalikus ulatuses. Arvestades, et eelnevates alajaotistes on töötatud välja väetusroboti veosilla konstruktsioon mille tulemusena asetub masina toruraam vajalikule kõrgusele, on juhtsilla vajaliku kliirensi määramine töö autori poolt teostatud raalprojekteerimistarkvaras vajalike

mõõtmiste abil. Eeltoodu alusel kujunes juhtrataste telgede nihutuse väärtuseks ligikaudu 350 mm. Käänmike pikendamise lahenduse väljatöötamisel on oluliseks aspektiks käänmiku vajalik tugevus ja jäikus. Seepärast analüüsiti käänmiku pikendusdetaili projekteerimisel mitme erineva ristlõikega terasprofiilide kasutamise võimalusi. Sobivaimaks profiiliks osutus ristkülikuline terastoru. Toru asetus käänmikus on projekteeritud viisil, kus toru pikema külje siht ühtib masina liikumissuuna sihiga. Eeltoodud lahendus võimaldab saavutada käänmikul masina liikumissuunas suuremat tugevust ja jäikust, sest ristlõike inerts- ja vastupanumomendid vastava telje suhtes on suuremad [31: 169]. Seejuures on esialgses lahenduses valitud ristkülikuliseks terastoruks mittelegeerkonstruktsiooniterasest S235 profiil nominaalmõõtmetega 60 x 40 mm ja seinapaksusega 4 mm. Käänmiku pikendusdetaili on vajalik juhtratta telje kinnitamiseks projekteerida ava. Arvestades, et olemasolev käänmik on juhtsilla õõtsharkide vahele asetatud vertikaalteljest ligikaudu 12,85 kraadise erinevusega, on eeltoodud ava asetus detailis samuti nimetatud nurga võrra erinev horisontaalteljest. Juhtsilla lahendus on visualiseeritud järgneval joonisel.



**Joonis 6.2.** Väetusroboti juhtsilla lahendus.

Juhtratta telje kinnitamiseks pikendusdetaili külge on avasse projekteeritud sobivate mõõtmetega puks. Puks kinnitatakse keevisliitega. Juhtratta telje konstruktsioon järgib olemasolevat telge läbimõõtu astmete osas. Magistritöös on võetud eelduseks, et olemasolev telg talub masina liikumisel tekkivaid koormusi. Telje pikkusmõõdu



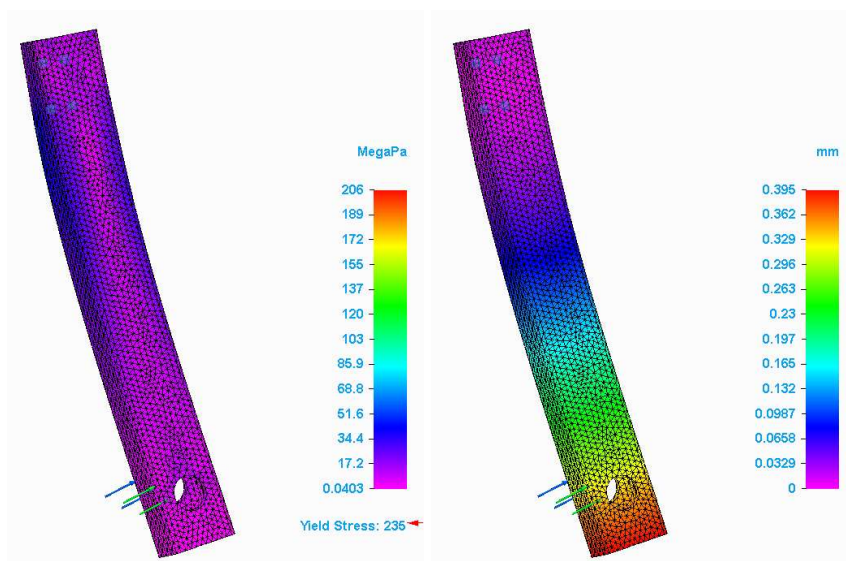
määramisel on lähtutud eelpool nimetatud puksi pikkusest. Telg asetub puksi ning kinnitatakse käänmiku pikendusdetaili külge keevisliitega telje vabast otsas. Sarnane lahendus on kasutusel baasmasinaks oleva ATV käänmiku ja telje liites. Nimetatud detaili kinnitamiseks olemasoleva käänmiku külge on vajalik eelnevalt käänmikku lõiketöödelda ja eemaldada olemasolev juhtratta telg. Järgnevalt tekib käänmiku välisküljele sobiv tasapind, mis võimaldab teostada pikendusdetaili kinnitamise keevisliitega. Pikendusdetaili kinnituspiirkonna tugevdamiseks on projekteeritud detaili siseruumi sulgemiseks sobiv terasplaat, mis kinnitatakse detaili ristlõikepinnale keevisliitega.

Magistritöö järgnevas peatükis toimub eelpool projekteeritud juhtsilla käänmiku pikendusdetaili tugevus- ja jäikusanalüüs LEM meetodil. Analüüsi tulemustest sõltuvalt toimub detaili ristlõike ja seinapaksuse lõplik valik.

## 6.2. Juhtsilla käänmiku pikendusdetaili LEM analüüs

Juhtsilla käänmiku pikendusdetaili LEM analüüs teostati kahes erinevas staatilises koormusolukorras. Analüüsiti pingeid ja deformatsioone. Detaili valmistamiseks on algselt valitud 4 mm seinapaksusega terastoru. Materjali margiks on valitud kergkoormatud masinaehitus-keeviskonstruktsioonide valmistamiseks ettenähtud teras margitähisega S235, voolepiiriga  $R_e = 235 \text{ N/mm}^2$ . Arvestades analüüsitava detaili seinapaksust on elementide suuruseks valitud samuti 4 mm. Nimetatud väärtus tagab, et materjali paksuse sihis paikneb vähemalt üks element. Lõplike elementide kujuks on valitud tetraeedrid.

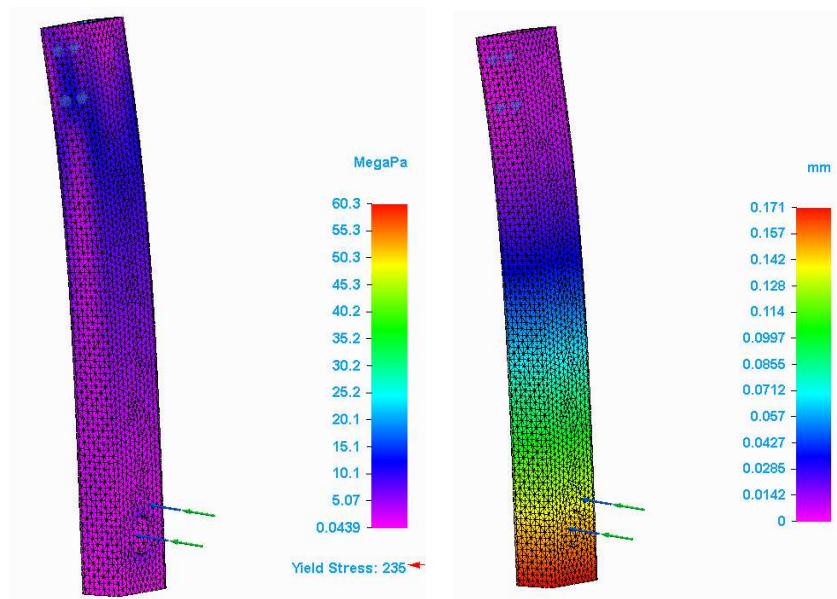
Analüüsitavaks koormusolukorraks on olukord, kus analüüsitavale detailile rakendub samaaegne horisontaal- ja vertikaalkoormus juhtratta telje kinnituspunkti kaudu. Koormusteks on horisontaalkoormus 1700 N ja vertikaalkoormus 1000 N. Koormusolukord imiteerib juhtratta pörkimist vastu takistust. Detaili kinnituspinnaks on määratud detaili ja käänmiku kokkupuutepindala detaili ülaosas. Detail on fikseeritud x y z-telgede suhtes. Teostatud analüüside tulemusel on tuvastatud, et ohtlikum koormusolukord on samaaegne horisontaal- ja vertikaalkoormus. Pinge detailis ületab olulisel määral materjali voolepiiri. Järgnevalt valiti detaili ristlõikeks samaväärsete nominaalmõõdmetega nelikanttoru, kuid seinapaksusega 5 mm. Teostatud analüüsi tulemused ja pingete ning deformatsioonide paiknemise visualiseering on kujutatud järgneval joonisel.



**Joonis 6.3.** Pinge ja deformatsioon käänmiku pikendusdetailis, 1. koormusolukord.

Eeltoodu alusel on selgunud, et pinged detailis on maksimaalselt 206 MPa ning ei ületa materjali voolepiiri. Deformatsioonid seejuures on väheldased, 0,395 mm.

Järgnev detaili analüüs on teostatud koormusolukorras, kus detailile on rakendatud külgsuunaline horisontaalne koormus 350 N. Nimetatud koormus imiteerib olukorda, kus väetusrobot paikneb ligikaudu 20° kaldega maastikul ning koormus on põhjustatud masina raskusjõust. Teostatud analüüsi tulemused ja pingete ning deformatsioonide paiknemise visualiseering on kujutatud järgneval joonisel.



**Joonis 6.4.** Pinge ja deformatsioon käänmiku pikendusdetailis, 2. koormusolukord.

Analüüsi tulemuste põhjal on selgunud, et nimetatud koormusolukorras ei ületa maksimaalne pinge detailis (60,3 MPa) materjali voolepiiri. Maksimaalne pinge paikneb kinnituspunkti läheduses. Ülejäänud detaili materjalis jagunevad pinged suhteliselt ühtlaselt. Koormusolukorra maksimaalne deformatsioon on 0,171 mm ning paikneb sarnaselt eeldustele detaili kinnituspunktist kaugeimas osas. Detaili väändeanalüüsi tulemuste kohaselt on pinge ja deformatsioon oluliselt väiksemad ja ei kujuta ohtu.

Eeltooduga on analüüside tulemusel optimeeritud käänmiku pikendusdetaili ristlõiget väärtuseni, mis tagab detaili sobiva tugevuse ja jäikuse. Tõenäoliselt osutub projekteeritud detail konstruktsioonilt tugevamaks kui juhtsilla tehaseseades detailid ning võimaliku avarii korral toimub deformatsioon või purunemine eelkõige nimetatud konstruktsioonides. Eeltoodud aspekte võib käsitleda kui sõiduki passiivset ohutuslahendust, kus teatud detailid muundavad kineetilise energia deformatsioonienergiaks [22: 426].

## KOKKUVÕTE

Käesoleva magistritöö eesmärk oli arendada EMÜ Tehnikainstituudile kuuluva elektriajamiga maastikusõiduki veermiku baasil välja mustikaistanduse väetamiseks sobiva roboti platvorm. Kõnealuse väetusroboti terviklik väljatöötamine on lähitulevikus päevakorras Tehnikainstituudi Biomajandustehnoloogiate õppetooli Põllundustehnika töörühmal. Käesolev magistritöö loob eeldused väetusroboti edasiseks arenduseks.

Magistritöö koostamise käigus on uuritud mustikaistanduse spetsiifikat ning esitatud eelnevalt Põllundustehnika töörühma poolt teostatud istanduste uuringu asjakohased andmed ja järeldused. Eeltoodu alusel on koostatud väetusroboti platvormi väljatöötamiseks lähteülesanne. Peamiseks lahendatavaks tehniliseks probleemiks kujunes olemasoleva maastikusõiduki madal kliirens ja suur liikumiskiirus. Eesmärgiks võeti 2–3 aastaste mustikataimede väetamise võimekusega platvormi loomine. Eeltoodu alusel on asutud seisukohale, et väetusroboti kliirensiks on vajalik väärtus 550–600 mm. Väetusroboti tööprotsessi võimaldamiseks võeti eesmärgiks vähendada masina liikumiskiirust 4–5 korda.

Olemasoleva maastikusõiduki veermiku arendamine väetusrobotile sobivaks platvormiks kätkes endas olemasoleva maastikusõiduki veermiku pöördprojekteerimist ja peamiselt masina juht- ja veosilla kliirensi tõstmiseks vajalike detailide, sh jõuülekande projekteerimist. Pöördprojekteerimise käigus skaneeris töö autor EMÜ õppetöökojas portatiivse laserskanneriga masina toruraami. Moodustunud punktipilvest vormindati esialgne informatsioon raami geomeetria kohta. Seejärel toimus raami joonestamine raalprojekteerimistarkvaras, mille tulemuseks oli raami kolmemõõtmeline mudel.

Väetusroboti platvormi arendamisel oli oluliseks aspektiks soov kasutada ära võimalikult suurel hulgal maastikusõiduki olemasolevaid detaile. Võimalike tehniliste lahenduste valimiseks analüüsiti turul pakutavaid lahendusi maastikusõidukite kliirensi tõstmiseks. Samuti anti ülevaade põhimõttelistest, käsitletava probleemi lahendusteks sobivate jõuülekannete olemusest ja sobivusest. Eeltoodu alusel otsustati, et veosilla täiendavaks jõuülekandeks on sobiv ja otstarbekas valida kettülekanded. Seejuures osutusid otsustavateks teguriteks kettülekande eelisteks teiste ülekandetüüpide ees kompaktsus, suur võimalik telgede vahe, puudub oht libisemisele, väike võllide ning laagrite koormus ja mõistlik maksumus teostusel. Kettülekande arvutamise ja projekteerimise peatükis toimus

põhjalik koormusolukorra analüüs ning tulemusena lahendati kettülekanne viisil, mis tagab esinevate võimsuste ja pöördemomentide ülekandmise ning väetusroboti liikumiskiiruse vähenemise ligikaudu 4,38 korda, mis vastas esialgselt seatud eesmärgile.

Kettülekande projekteerimisega kujundati eeldused väetusroboti veosilla edasiseks projekteerimiseks. Veosilla kliirensi suurendamiseks töötati välja kettülekannete korpused, mis ühtlasi on osaks veosilla geomeetrias ning on koormust kandvateks elementideks. Veosilla vajaliku laiusgabariidi saavutamiseks projekteeriti vajalikud laiendusdetailid viisil, mis tagavad jõuülekande korpuste vajaliku asetusnurga, kindlustades kettülekandele soodsad töötingimused. Projekteeritud korpustele teostati analüüsid raalprojekteerimistarkvaras lõplike elementide meetodil, kahes erinevas koormusolukorras. Horisontaal- ja vertikaalkoormusolukord imiteerib väetusroboti tööolukorda edasiliikumisel, sh veoratta pörkamisel vastu takistust. Külgkoormusega koormusolukord imiteerib situatsiooni, kus väetusrobot paikneb ligikaudu 20° kaldega maastikul ning koormus on põhjustatud raskusjõust. Analüüsi tulemuste põhjal selgus, et ohtlikumaks koormusolukorraks on külgkoormusolukord, kus esialgses korpuses maksimaalne pinge ületab materjali voolepiiri. Samuti tekkis korpuses märkimisväärne deformatsioon, mis ületas kettülekande võllidele lubatud rõõpsushälbe. Analüüside andmete alusel projekteeriti jõuülekande korpustele tugevdusdetailid ja täiendavad kinnituslahendused ning optimeeriti korpuste massi materjali seinapaksuse muutmise abil. Mitmete lähenduste tulemusel ilmnes, et materjali seinapaksuse suurendamisel 1 mm võrra kasvas korpuse mass 23%. Kõnealuses peatükis teostatud analüüsi käigus leidis kinnitus levinud seisukoht, et keerulise konstruktsiooni ja mitmesuguste koormusolukordade esinemisel peitub LEM analüüside teostamise olulisus asjaolus, et saadud info annab vihjeid suurimate pingete ja deformatsioonide paigutuse osas. Seeläbi on võimalik detaili projekteerimise faasis lisada vajalikke tugevduselemente, muuta materjalivalikut või detaili geomeetriat.

Väetusroboti juhtsilla kliirensi suurendamiseks vajalike detailide väljatöötamine lähtus eelnevalt projekteeritud veosilla parameetritest. Eesmärgiks võeti juhtsilla lahendus, kus säilib masina ligikaudne horisontaalne asetus toetuspinna suhtes. Analüüsides kliirensi suurendamise võimalikke lahendusi ning arvestades vajadust säilitada juhtsilla vedrustus, otsustati töötada välja olemasolevate käänmike pikendusdetailid, mis tagavad soovitud kliirensi. Pikendusdetailides koormusolukordades tekkivate pingete ja deformatsioonide uurimiseks teostati raalprojekteerimistarkvaras LEM analüüsid. Tulemuste alusel optimeeriti konstruktsiooni.

Magistritöö erinevates peatükkides teostatud projekteerimise käigus esitati näidisenä andmed sobivate ostutoodete osas. Valiti välja sobiv kett, ketirattad, pingutuslahendused, laagripukid, kinnitusvahendid ja laagrid. Samuti konkretiseeriti unikaalsete detailide valmistamiseks sobivate terasemarkide andmed, omadused, profiilid ja seinapaksused.

Olulisemates sõlmedes paiknevate detailide istumist on käsitletud vastavas alajaotises. Teostatud on liistliidete kandevõime kontrollarvutused.

Magistritöö sisulistes peatükkides teostatud projekteerimise abil on töötatud välja olemasoleva maastikusõiduki veermiku põhjal töö lähteülesandes seatud tingimustele vastav platvorm, mis võimaldab masinal liikuda 2–3 aastaste mustikataimede kohal. Masina kliirensiks kujunes ligikaudu 580 mm ning platvormi all paikneva vaba ruumi laiuks 515 mm.

Magistritöö koostamise käigus väetusroboti tarbeks projekteeritud platvormi kooste- ja detailijoonised paiknevad töö lisas A.

Magistritöö autori hinnangul on väetusroboti edaspidisel projekteerimisel ja konstrueerimisel otstarbekas lähtuda käesoleva töö tulemusel arendatud platvormist, kuid seejuures võib ilmuda vajadus mõningaid lahendusi optimeerida või muuta. Töö koostamise ajal puudus töö autoril konkreetne ja täpne info roboti juhtimissüsteemi ja väetussüsteemi konstruktsiooni ja tehniliste andmete kohta. Platvormi projekteerimiseks on vajalik koguda võimalikult täpne informatsioon väetusroboti lisaseadmete ja kaasnevate tehniliste lahenduste kohta. Üksnes sel viisil on võimalik saavutada võimalikult hea tulemus. Seepärast võib osutuda võimalikuks tulevikus platvormi täiendavalt arendada, et tagada roboti valmimiseks optimaalsed tingimused.

Magistritöö teemakäsitlus on läbivalt praktiline ja aktuaalne ning esmapilgul lihtsa masina projekteerimine on valdkonnapõhise sisulise käsitluse tulemusena lahendatud uudse põhjalikkusega. Püstitatud eesmärgid saavutati sellekohaste tehniliste lahenduste väljatöötamise kaudu.

## KASUTATUD KIRJANDUS

1. Eesti entsüklopeedia. [veebileht] <http://entsyklopeedia.ee/artikkel/mustikas1> (12.11.2020).
2. **Karp, K.** Aedmustikas. EMÜ õppematerjal. [veebileht] <http://aedmustikas.weebly.com/istandiku-rajamine.html> (12.11.2020).
3. **Käis, L.** (2009). Mustika viljelemistehnoloogia freesturbaväljadele rajatud istandikes. – Agraarteadus. 2009 XX 2. [e-ajakiri] [http://agrt.emu.ee/full/2009\\_2\\_agraarteadus.pdf](http://agrt.emu.ee/full/2009_2_agraarteadus.pdf) (12.11.2020).
4. **Arak, M., Olt, J.** Technological description for automating the cultivation of blueberries in blueberry plantations established on depletedpeat milling fields. - Proceedings of the 9thInternational Scientific Conference Rural Development 2019. (2019). [e-ajakiri] <https://ejournals.vdu.lt/index.php/rd/article/view/495/800> (15.11.2020).
5. **Starast, M.** Mustikaistanduse rajamine, kasutatavad multšid, sordid. (2017). EMÜ õppematerjal. [veebileht] <https://www.pikk.ee/upload/files/Mustikaistandiku%20rajamine,%20multsid,%20sordid.pdf> (12.11.2020).
6. **Karp, K., Paal, T., Starast, M., jt.** (2005). Kultuurmustikas ja selle kasvatamine Eestis. Tartu: Eesti Põllumajandusülikool. 65 lk.
7. **Zimmer, Kaire.** 2007. Väetamise mõju ahtalehelise mustika kasvule ja saagikusele noores istandikus. Magistritöö. Eesti Maaülikool, Põllumajandus- ja keskkonnainstituut. Tartu. 72 lk. Tallinna Tehnikaülikool. Masinaehituse instituut. Õppematerjal [http://innomet.ttu.ee/martin/MER0030/lectures/FEMi\\_konspekt.pdf](http://innomet.ttu.ee/martin/MER0030/lectures/FEMi_konspekt.pdf) (7.3.2021).
8. Hecht Motors s.r.o. Hecht 56150 Army. [veebileht] <https://en.hecht.cz/hecht-56150-army-accu-atv> (10.12.2020).
9. **Bernik, R., Demšar, I., Duhovnik, J.** A Mathematical Model and Numerical Simulation of the Static Stability of a Tractor. - Agriculturae Conspectus Scientificus. Vol 77, No 3 (2012). [e-ajakiri] <https://acs.agr.hr/acs/index.php/acs/article/view/779> (15.12.2019).
10. **Kleis, I.** Masinaelemendid. (2005). TTÜ Mehhatroonikainstituut, Õppematerjal. Tallinn: Tallinna Tehnikaülikool. 137 lk.
11. **Olt, J., Maksarov, V.** (2008). Tootearendus ja toodangu kvaliteet. Tartu: Eesti Maaülikooli tehnikainstituut. 132 lk.
12. SuperATV LLC Tootekataloog. [veebileht] [https://www.superatv.com/categories/portalgearlifts#/filter:portal\\_gear\\_lift\\_height:8\\$2520inch\\$2520Portals](https://www.superatv.com/categories/portalgearlifts#/filter:portal_gear_lift_height:8$2520inch$2520Portals) (18.3.2021).
13. Alibaba Group. e - müügiportaal. [veebileht] [https://www.alibaba.com/product-detail/atv-utv-rubbertracks\\_62265629235.html?spm=a2700.galleryofferlist.normal\\_offer.d\\_title.46863599PSW4oJ](https://www.alibaba.com/product-detail/atv-utv-rubbertracks_62265629235.html?spm=a2700.galleryofferlist.normal_offer.d_title.46863599PSW4oJ) (26.3.2021).

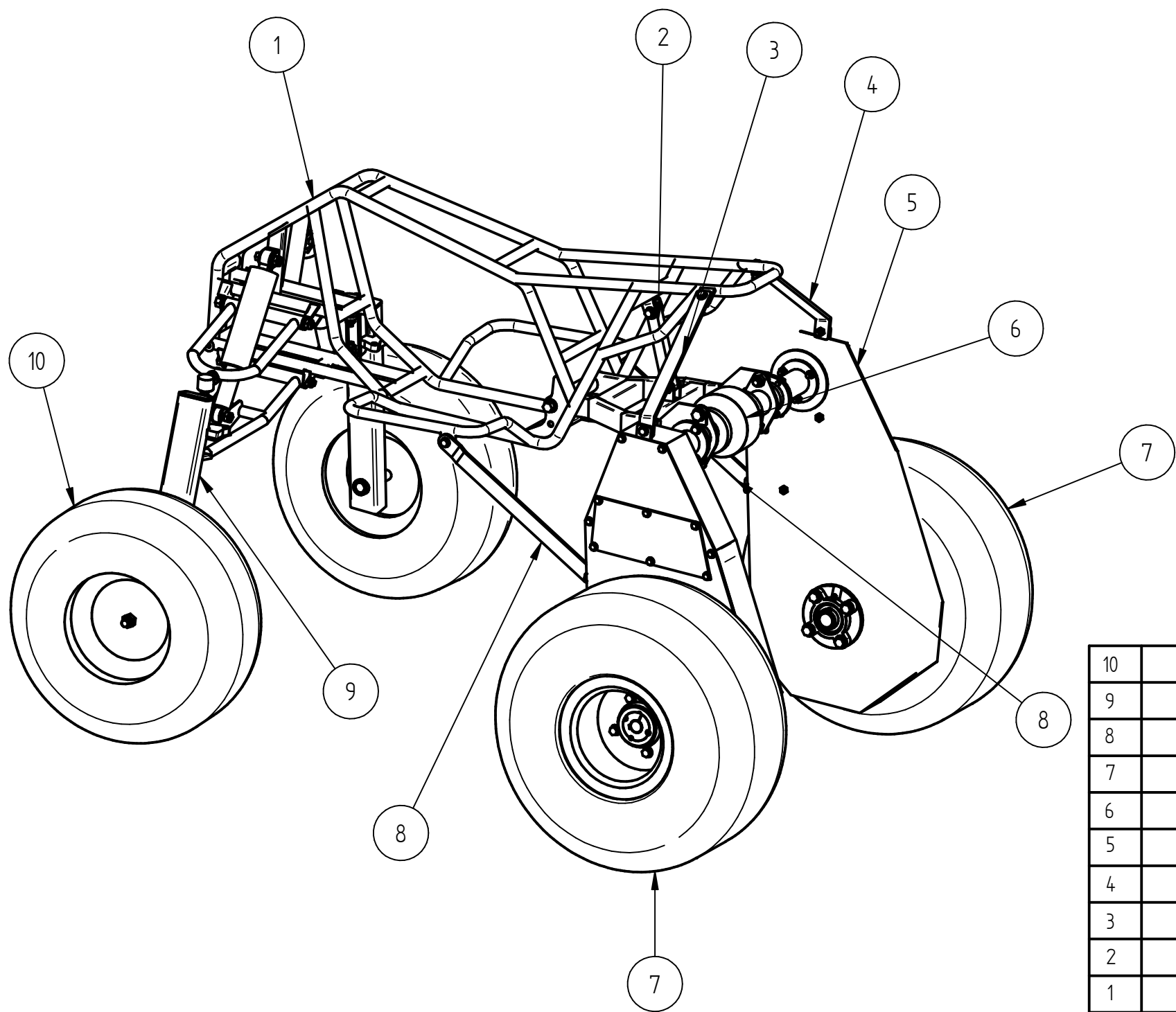
14. The-Crankshaft Publishing's. what-when-how. Types of Drives, Features and Principles (Motors And Drives). [veebileht] <http://what-when-how.com/motors-and-drives/types-of-drives-features-and-principles-motors-and-drives/> (26.4.2021).
15. Case IH Tractors. Pinterest. [veebileht] <https://www.pinterest.com/pin/851672979506099017/> (16.04.2021).
16. **Joala, V.** (2006). Laserskanneerimine – suure detailsusega 3D mõõtmine. Soome: Leica Nilomark OY. 5 lk.
17. Nikon Metrology NV. ModelMaker Handheld scanners. MCAXArticulated arms. [veebileht] <https://www.nikonmetrology.com/images/brochures/mcax-mm-en.pdf> (21.01.2021).
18. Mädlar GmbH. Tootekataloog. [veebileht] <https://www.maedler.de/product/1643/1618/1034/1076/1100/stirnzahnraeder-aus-stahl-modul-25-zahnbreite-20-mm-ohne-nabe> (5.12.2020).
19. **Tiidemann, T.** (1982). Kettülekanded. Tallinn: Valgus. 88 lk.
20. **Penkov, I.** Masinatehnika loengumaterjal. (2007). TTÜ Mehhatroonikainstituut, Õppematerjal. Tallinn: Tallinna Tehnikaülikool. 127 lk.
21. **Tiidemann, M.** (2010). Masinaelementide projekteerimise alused. Tallinn: Infotrükk. 117 lk.
22. Autonduse käsiraamat. (2014). /Tõlk. H. Alalooga, H. Arumäe, E. Heinmets, L. Lang, T. Lausmaa, A. Piirisild, L. Plaaser, T. Rebane. Toim. L. Abo, E. Hendre, J. Lavrentjev, K. Möller, H. Ots. Tallinn: Tallinna Raamatutrükikoda. 731 lk.
23. **Klennikov, V., Iljin, N., Burilov, J.** (1987). B – kategooria autod. Tallinn: Valgus. 278 lk.
24. Iwis Antriebssysteme GmbH. Tootekataloog. [veebileht] <https://www.iwis.com/as-handbook/iwis-handbook-for-chain-engineering-design-and-construction.pdf> (17.12.2020).
25. Mädlar GmbH. Tootekataloog. [veebileht] <https://www.maedler.de/Article/10621300> (6.12.2020).
26. Mädlar GmbH. Tootekataloog. [veebileht] <https://www.maedler.de/Article/10677157> (6.12.2020).
27. Dunlop BTL-UK LTD Tootekataloog. [veebileht] <https://rodavigo.net/catalogos/DUNLOP/02%20Transmisi%C3%B3n%20de%20potencia%20mec%C3%A1nica/DUNLOP%2005%20Correas%20y%20poleas%20tensoras.pdf> (18.1.2021).
28. Masinaelemendid. (1971). /Tõlk. H. Holm, I. Kleis, E. Riives. Tallinn: Valgus. 599 lk.
29. Mädlar GmbH. Tootekataloog. [veebileht] <https://www.maedler.de/Article/14080100> (8.1.2021).
30. Mädlar GmbH. Tootekataloog. [veebileht] <https://www.maedler.de/Article/14087400> (14.1.2021).
31. Mehaanikainseneri käsiraamat. (2012). /Toim. P. Kulu, E. Hendre. Tallinn: Tallinna Tehnikaülikooli Kirjastus. 492 lk.



32. Mädlер GmbH. Tootekataloog. [veebileht] <https://www.maedler.de/Article/62250825> (17.12.2020).
33. Mädlер GmbH. Tootekataloog. [veebileht] <https://www.maedler.de/Article/14090104> (17.12.2020).
34. SKF Group Tootekataloog. [veebileht] <https://www.skf.com/group/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/flanged-ball-bearing-units/productid-FYC%2030%20TF> (21.12.2020).
35. Mädlер GmbH. Tootekataloog. [veebileht] <https://www.maedler.de/Article/62250535> (17.12.2020).
36. **Klauson, A., Metsaveer, J., Põdra, P., Raukas, U.** (2017). Tugevusõpetus. Tallinn: TTÜ kirjastus. 639 lk.
37. Mädlер GmbH. Tootekataloog. [veebileht] <https://www.maedler.de/Article/61817200> (17.12.2020).
38. **Budnas, R. G., Nisbett, J. K.** (2020). Shigley's Mechanical Engineering Desing. Eleventh Edition. New York: McGraw-Hill Education. 1095 lk.
39. **Kulu, P., Kübarsepp, J., Laansoo, A., Veinthal, R.** (2015). Materjalitehnika II. Konstruktsioonimaterjalide tehnoloogia. Tallinn: TTÜ Kirjastus. 508 lk.
40. **Elbacha, A., Yousfi, D.** (2011). Efficient Sensorless PMSM Drive for Electric Vehicle Traction Systems – *ResearchGate*. [https://www.researchgate.net/publication/221916329\\_Efficient\\_Sensorless\\_PMSM\\_Drive\\_for\\_Electric\\_Vehicle\\_Traction\\_Systems](https://www.researchgate.net/publication/221916329_Efficient_Sensorless_PMSM_Drive_for_Electric_Vehicle_Traction_Systems) (16.04.2021).
41. Masinaelementide projekteerimine. (1989). /Tõlk. H. Arumäe. Tallinn: Valgus. 360 lk.
42. Masinaehitustehnoloogia alused. (1969). Tõlk/ H. Aarelaid, E. Liiver, I. Märtsen, N. Štšeglov. Tallinn: Valgus. 499 lk.
43. Lipetski Riiklik Tehnikaülikool. Autode ja traktorite kateeder. Õppematerjal. [http://legacy.stu.lipetsk.ru/files/materials/4652/at\\_1821\\_2337.PDF](http://legacy.stu.lipetsk.ru/files/materials/4652/at_1821_2337.PDF) (10.2.2021).
44. **Kirs, J., Arjassov, G.** (1999). Sissejuhatus lõplike elementide meetodisse. 1 osa. Algõpetus. Tallinn: Tallinna Tehnikaülikooli masinaõpetuse instituut. 72 lk.
45. **Lille, Sander.** 2014. Metsaveohaagis. Magistritöö. Tallinna Tehnikaülikool, Masinaehituse instituut. Tallinn. 88 lk.
46. Tallinna Tehnikaülikool. Masinaehituse instituut. Õppematerjal [http://innomet.ttu.ee/martin/MER0030/lectures/FEMi\\_konspekt.pdf](http://innomet.ttu.ee/martin/MER0030/lectures/FEMi_konspekt.pdf) (7.3.2021).
47. **Renius, K - T., Resch, R.** (2005). Continuously variable tractor transmissions – ASAE Distinguished Lecture No. 29, pp 1-37. *Agricultural Equipment Technology Conference 2005*.
48. **Лиманский Р.Н. 1, Дуганова Е.В. 1, Дуганова Е.В. 1, Дуганова Е.В.** (2018). [veebileht] НЕДОСТАТКИ И ПРЕИМУЩЕСТВА ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТА В СРАВНЕНИИ С КОЛЕСНЫМ. *X Международная студенческая научная конференция*. [veebileht] <https://scienceforum.ru/2018/article/2018003165> (4.4.2021).

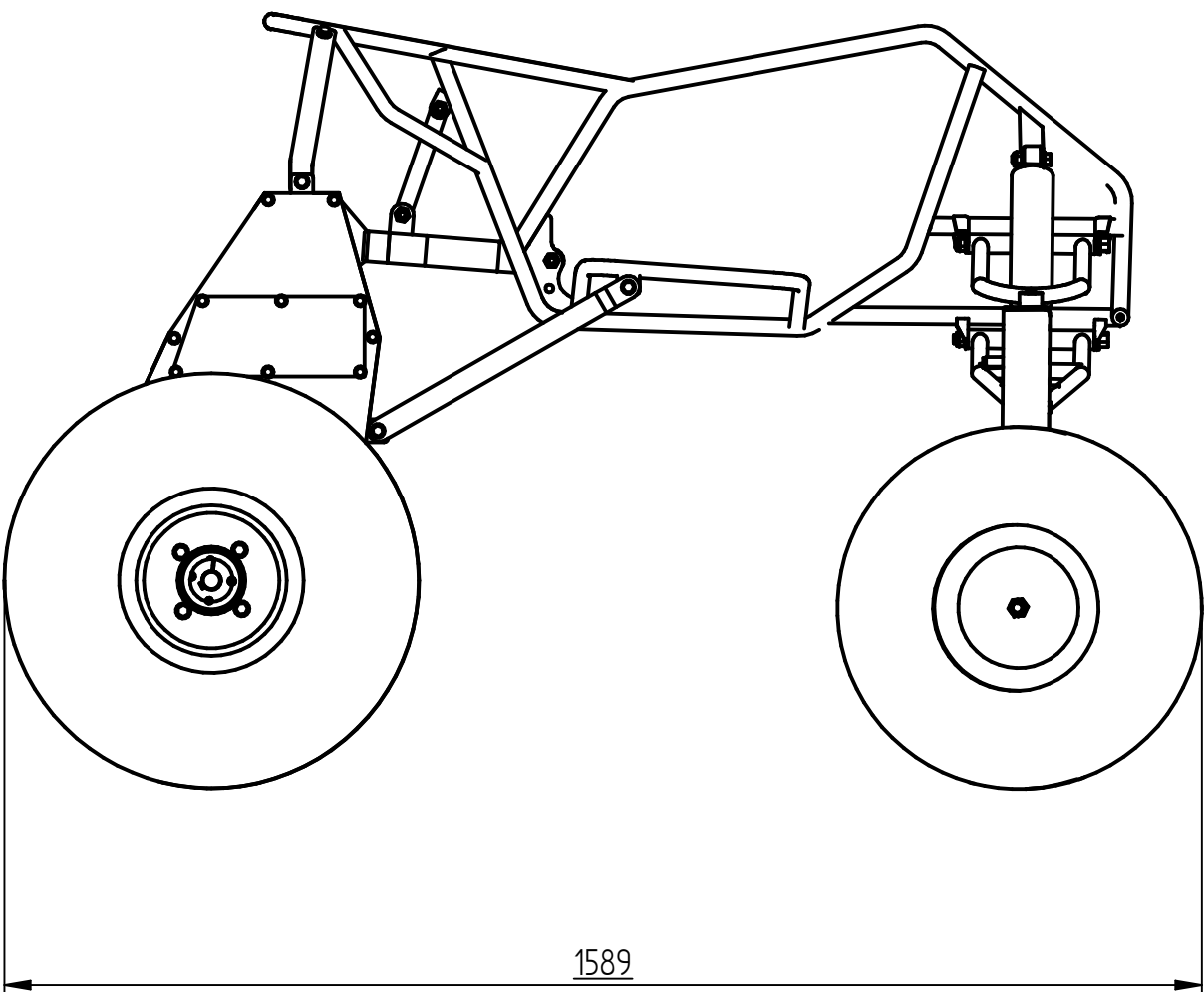
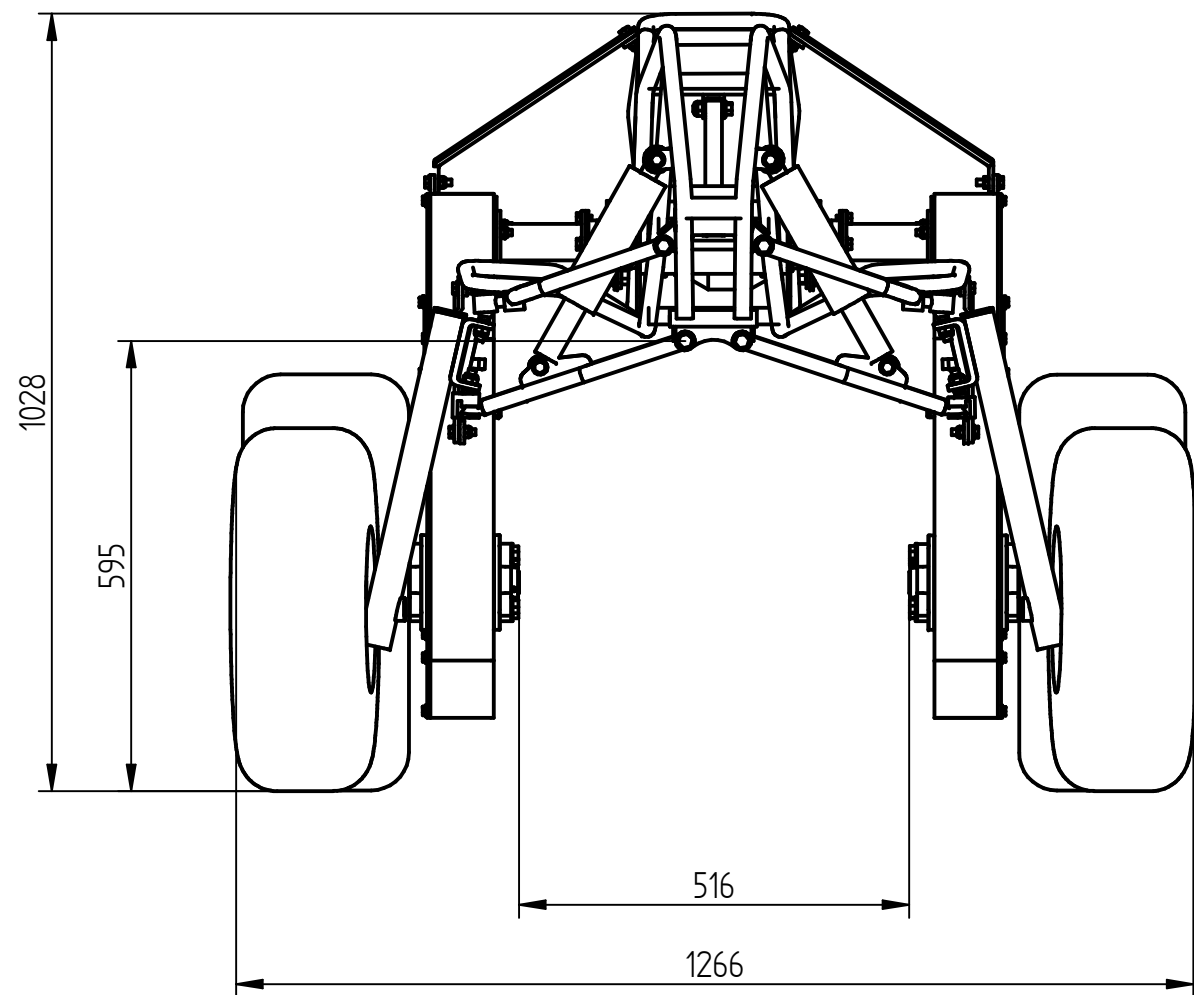
**LISAD**

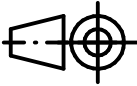
Lisa A. Väetusroboti platvormi põhikoostejoonis



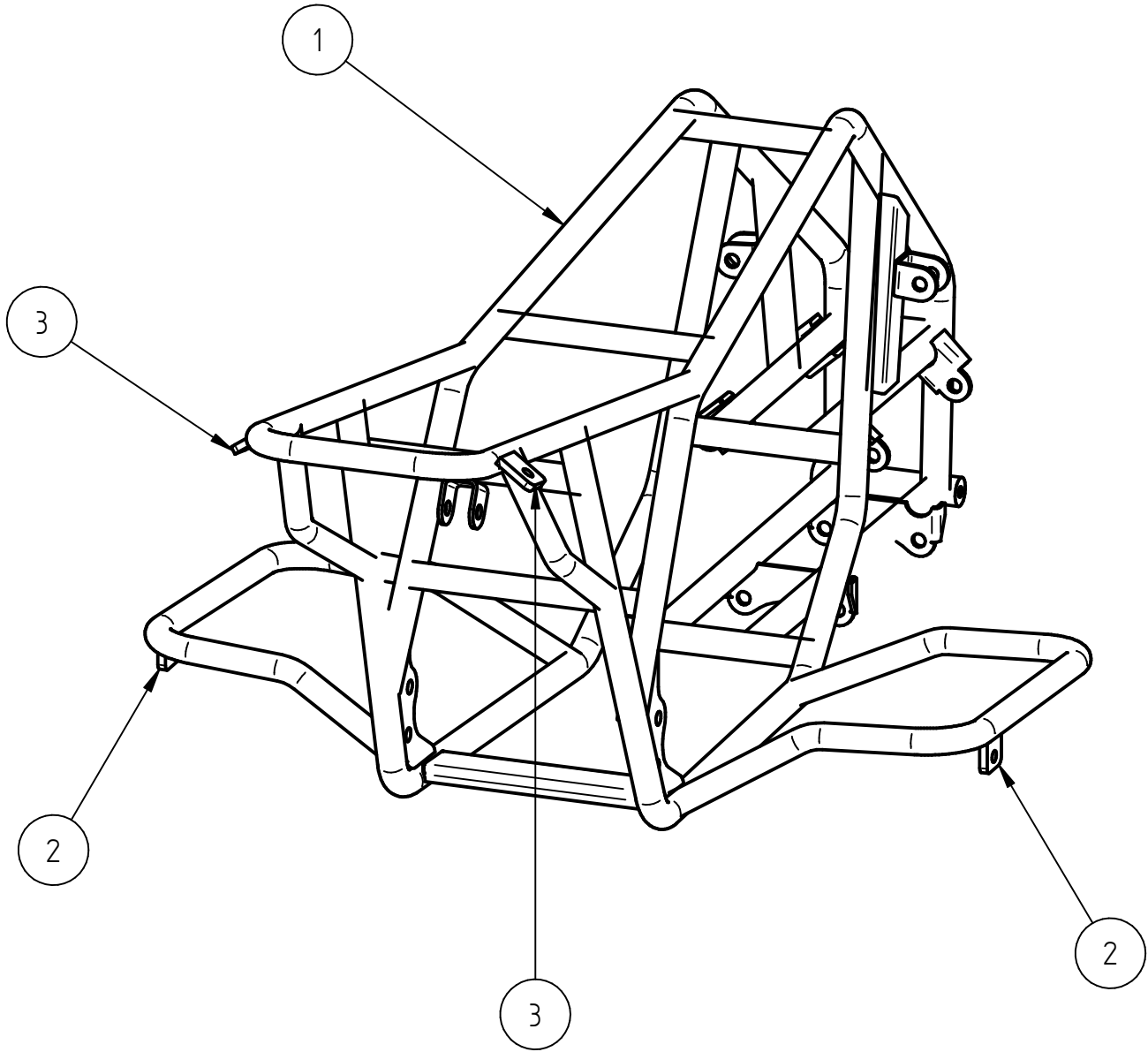
10		Juhttratas		2	
9		Käänmiku koost	TA 21/151617 A 00 04 K	2	
8		Tugilatt III	TA 21/151617 A 00 03 D	2	
7		Veoratas		2	
6		Veosilla koost	TA 21/151617 A 00 03 K	1	
5		Kettülekande koost	TA 21/151617 A 00 02 K	2	
4		Tugilatt II	TA 21/151617 A 00 02 D	1	
3		Tugilatt I	TA 21/151617 A 00 01 D	1	
2		Tugivarras	TA 21/151617 A 00 00 D	1	
1		Raami koost	TA 21/151617 A 00 01 K	1	
Osa	Väli	Nimetus, materjal	Tähis	Hulk	Märkus
		Materjal:	Näitamata piirhälbed:	Mass: 135,7 kg	Mööd: 1 : 10
Teostas:	Toomas Otsatalo	VÄETUSROBOTI PLATVORMI PÕHIKOOSTEJOONIS			
Kontrollis:	Tormi Lillerand				
Kinnitas:	Tormi Lillerand				
EMÜ-TI		Leht: 1/2	Tähis: TA 21/151617 A 00 00 K		

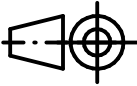
Lisa A järg. Väetusroboti platvormi põhikoostejoonis



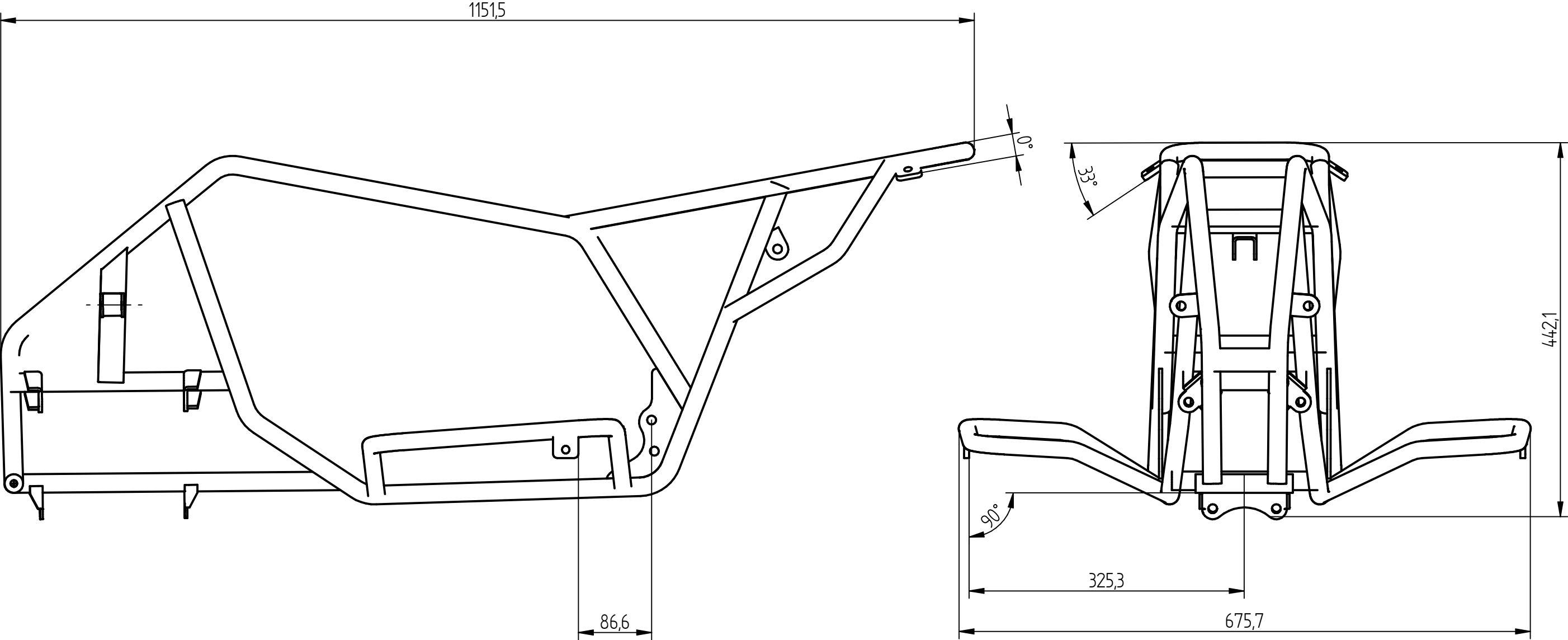
	Materjal:		Näitamata piirhälbed:	Mass: kg 135,7	Mõõt: 1:10
Teostas:	Toomas Otsatalo	VÄETUSROBOTI PLATVORMI PÕHIKOOSTEJONIS			
Kontrollis:	Tormi Lillerand				
Kinnitas:	Tormi Lillerand				
EMÜ-TI		Leht: 2/2	Tähis: TA 21/151617 A 00 00 K		

Lisa A järg. Raami koostejoonis



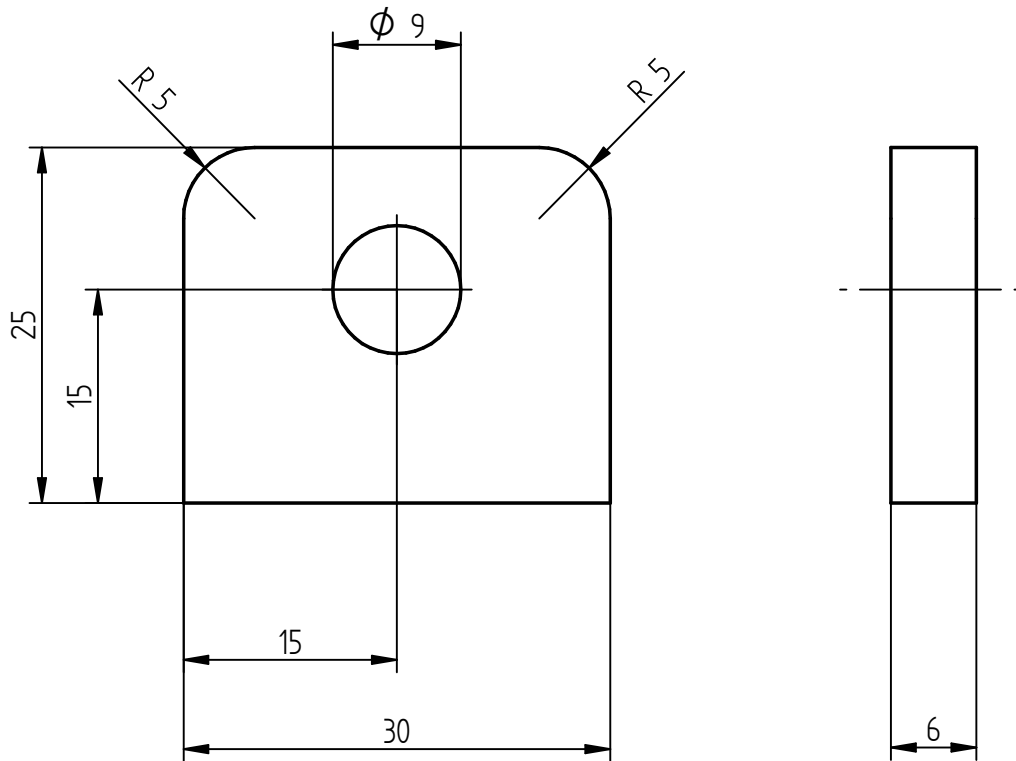
3		Äärik II	TA 21/151617 A 00 01 01 D	2	
2		Äärik I	TA 21/151617 A 00 01 00 D	2	
1		Raam		1	
Osa	Väli	Nimetus, materjal	Tähis	Hulk	Märkus
		Materjal:	Näitamata piirhälbed:	Mass: kg 18,7	Mööd: 1 : 5
Teostas:	Toomas Otsatalo	RAAMI KOOSTEJONIS			
Kontrollis:	Tormi Lillerand				
Kinnitas:	Tormi Lillerand				
EMÜ-TI			Leht: 1/2	Tähis: TA 21/151617 A 00 01 K	

Lisa A järg. Raami koostejoonis



	Materjal:		Näitamata piirhälbed:	Mass: kg 18,7	Mõõt: 1:5
	Teostas:	Toomas Otsatalo	RAAMI KOOSTEJONIS		
	Kontrollis:	Tormi Lillerand			
	Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ-TI			Leht: 2/2	Tahis: TA 21/151617 A 01 00 K	

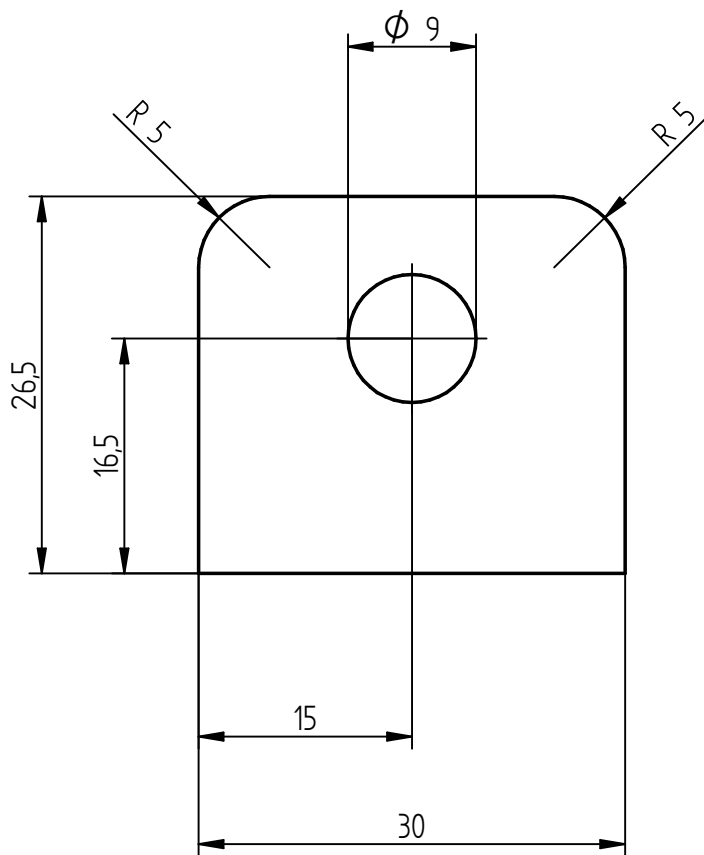
# Lisa A järg. Ääriku I joonis



Krassid eemaldada.

	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,03 kg	Mõõt: 2 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  ÄÄRIK I		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 01 00 D	

# Lisa A järg. Ääriku II joonis



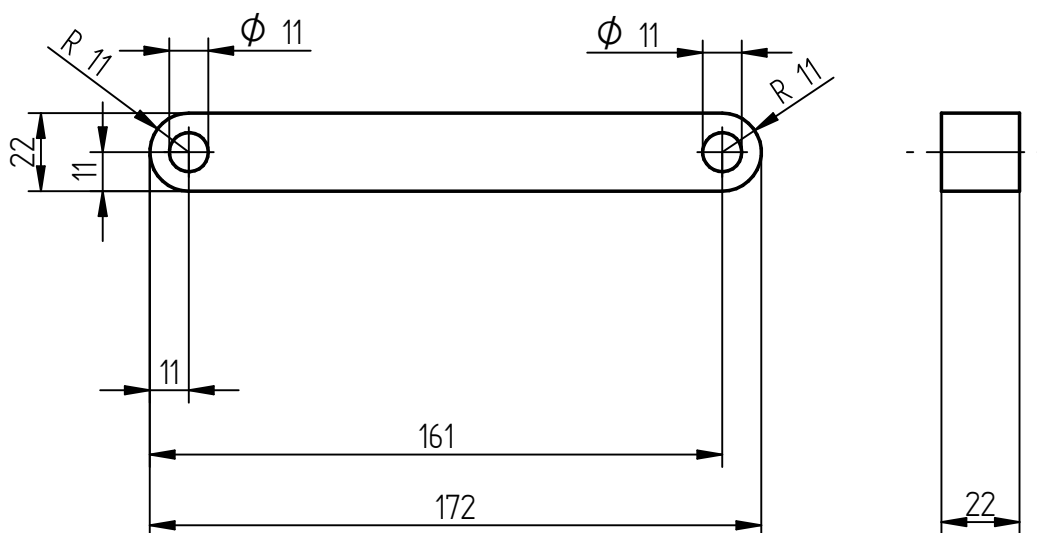
Krassid eemaldada.

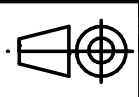
	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,03 kg	Mõõt: 2 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus: <b>ÄÄRIK II</b>		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 01 01 D	



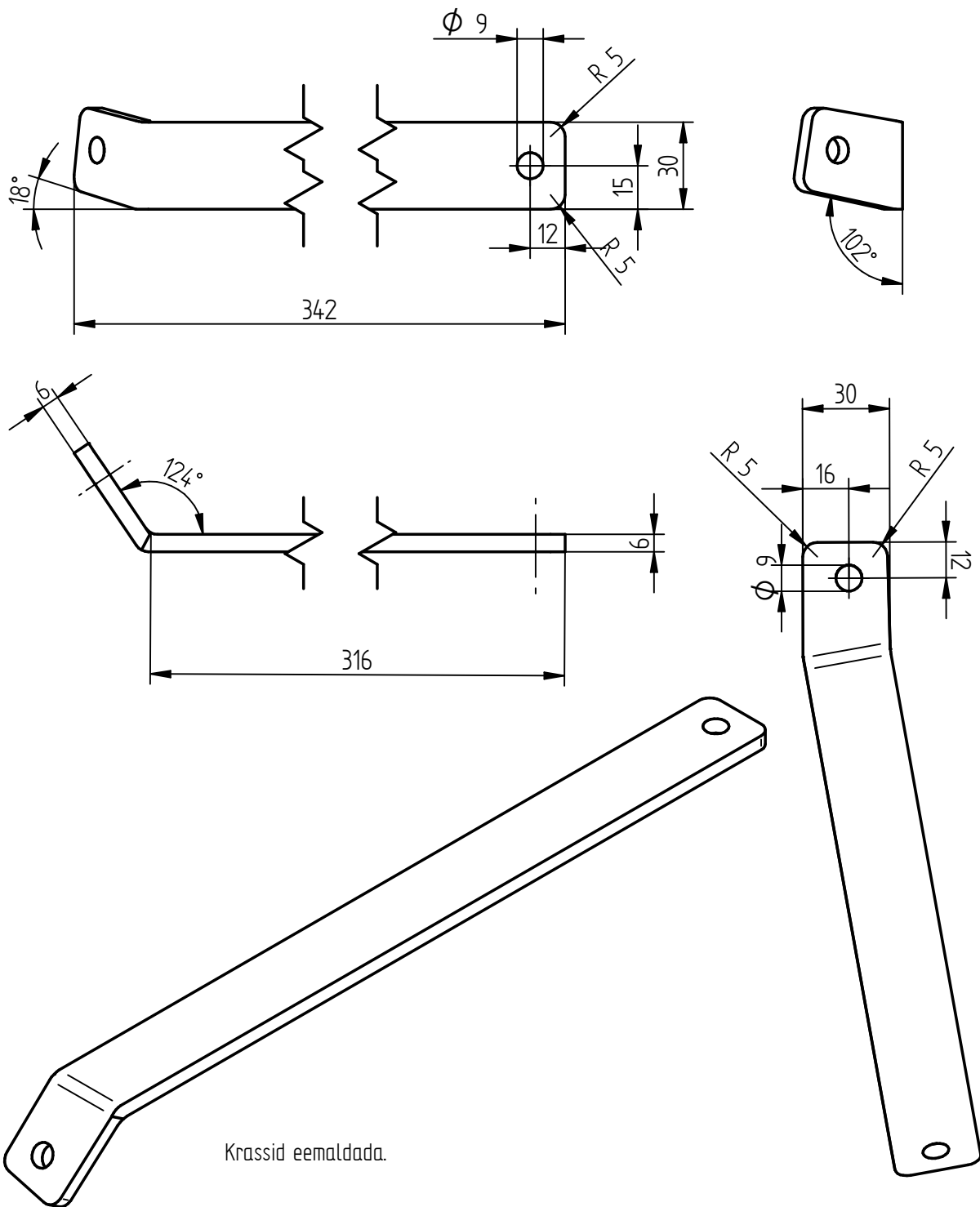
# Lisa A järg. Tugivarda joonis

√ Rz 10



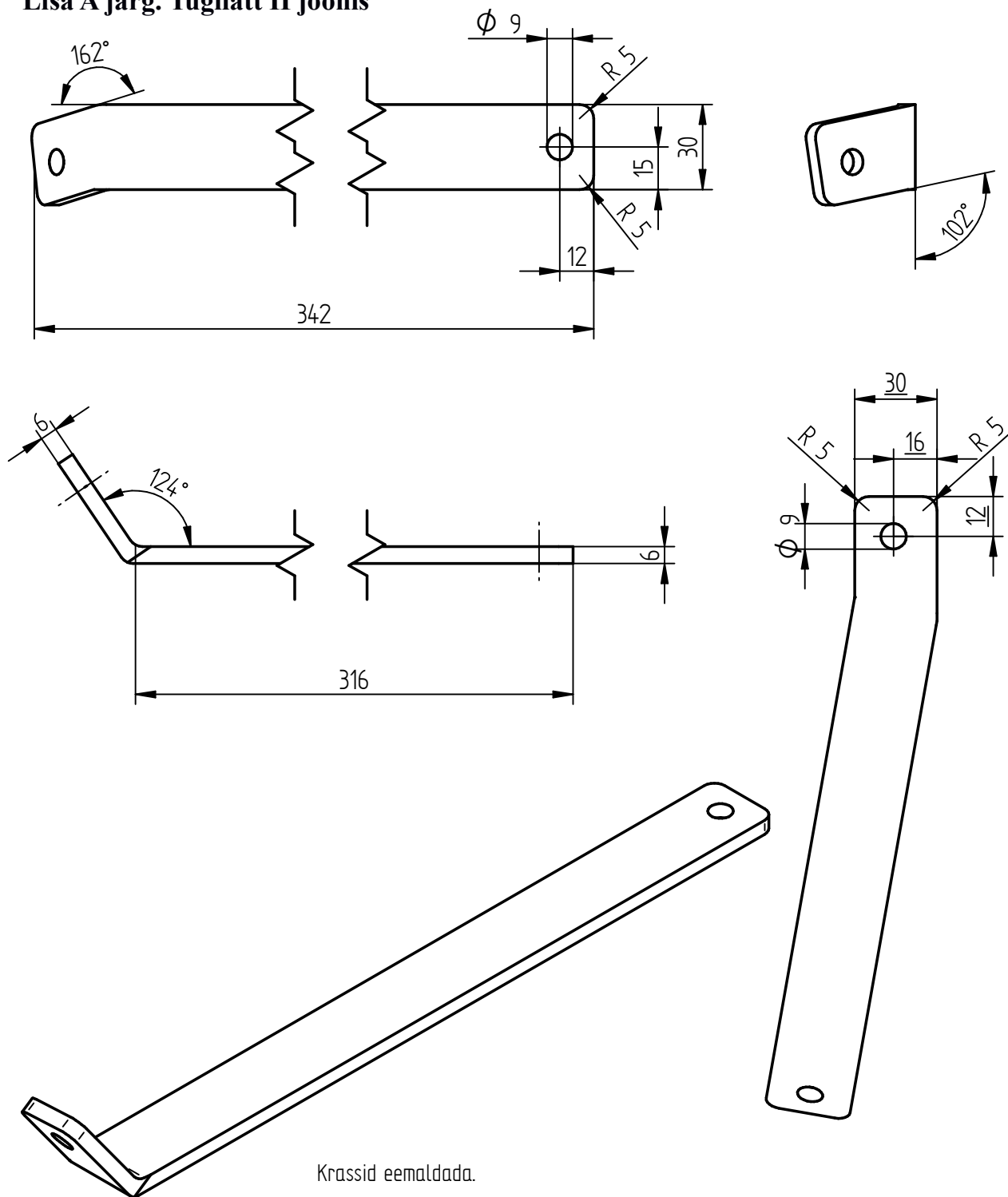
	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,6 kg	Mõõt: 1 : 2
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  TUGIVARRAS		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 00 D	

# Lisa A järg. Tugilatt I joonis



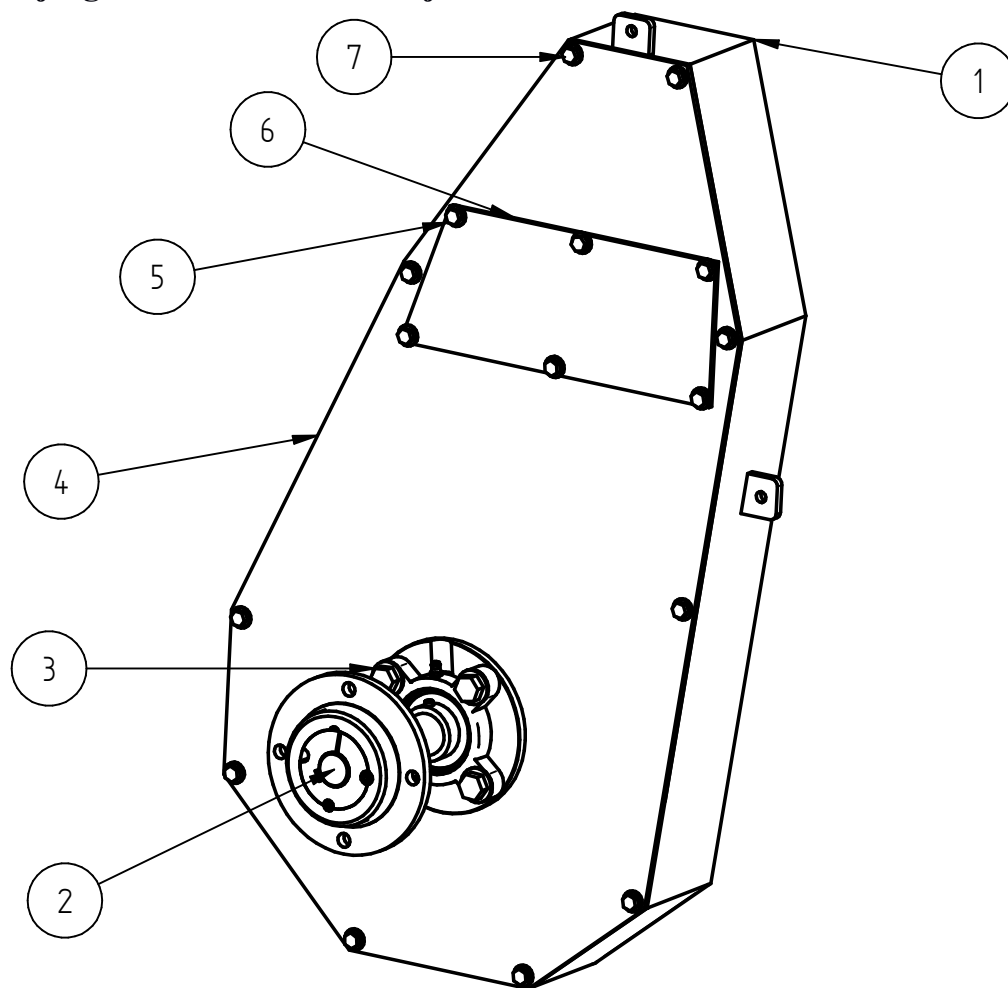
	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhálbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,5 kg	Mõõt: 1 : 2
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus: TUGILATT I		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 01 D	

# Lisa A järg. Tugilatt II joonis



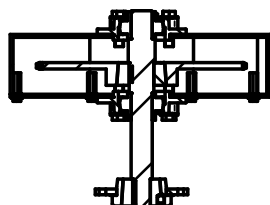
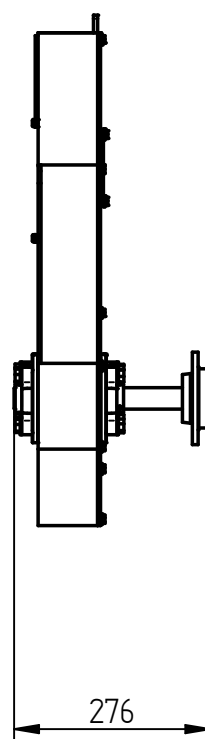
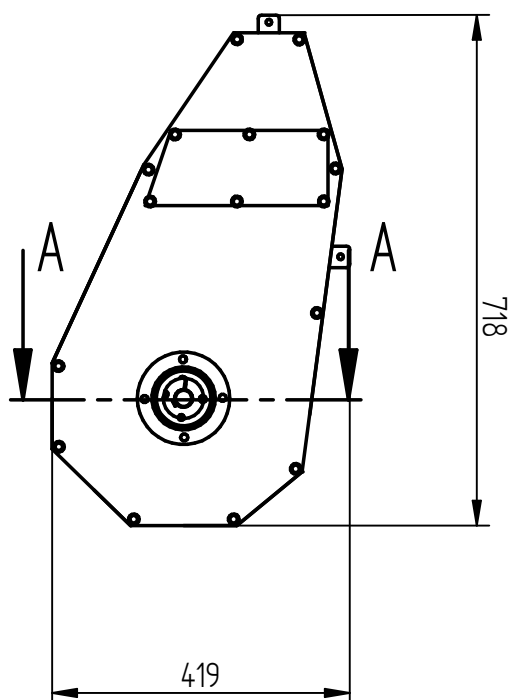
	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,5 kg	Mõõt: 1 : 2
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus: <b>TUGILATT II</b>		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 02 D	

# Lisa A järg. Kettülekande koostejoonis



7		Polt ISO 4017 – M6 x 12		10	
6		Vaatlusava kaas	TA 21/151617 A 00 02 01 D	1	
5		Polt ISO 4017 – M6 x 16		6	
4		Kaas	TA 21/151617 A 00 02 00 D	1	
3		Polt ISO 4017 – M12 x 40		8	
2		Veetava välli koost	TA 21/151617 A 00 02 01 K	1	
1		Korpuse koost	TA 21/151617 A 00 02 00 K	1	
Osa	Väli	Nimetus, materjal	Tähis	Hulk	Märkus
		Materjal:	Näitamata piirhälbed:	Mass: 29,8 kg	Mööd: 1 : 5
Teostas:	Toomas Otsatalo	<div> <div>Nimetus:</div> <div>KETTÜLEKANDE KOOSTEJOONIS</div> </div>			
Kontrollis:	Tormi Lillerand				
Kinnitas:	Tormi Lillerand				
EMÜ – TI		Leht: 1/2	Tähis: TA 21/151617 A 00 02 K		

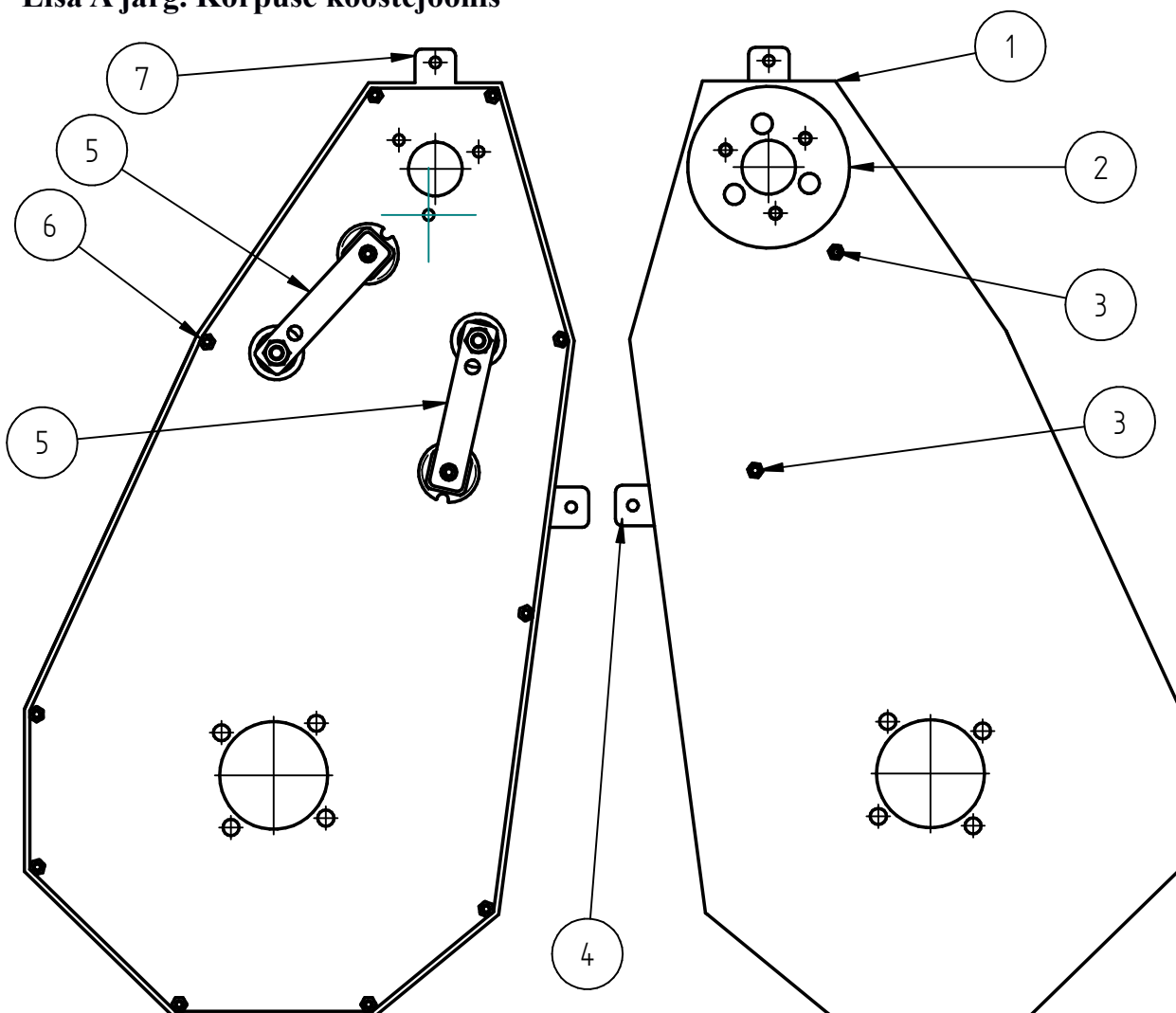
# Lisa A järg. Kettülekande koostejoonis



VAADE A-A

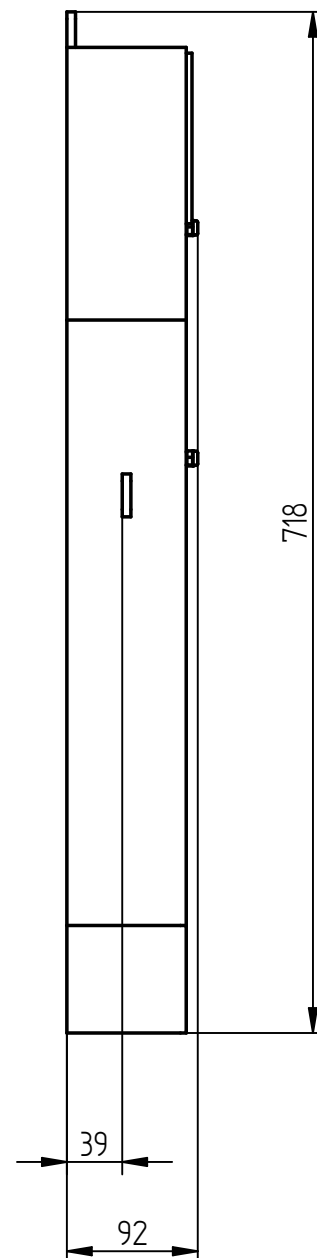
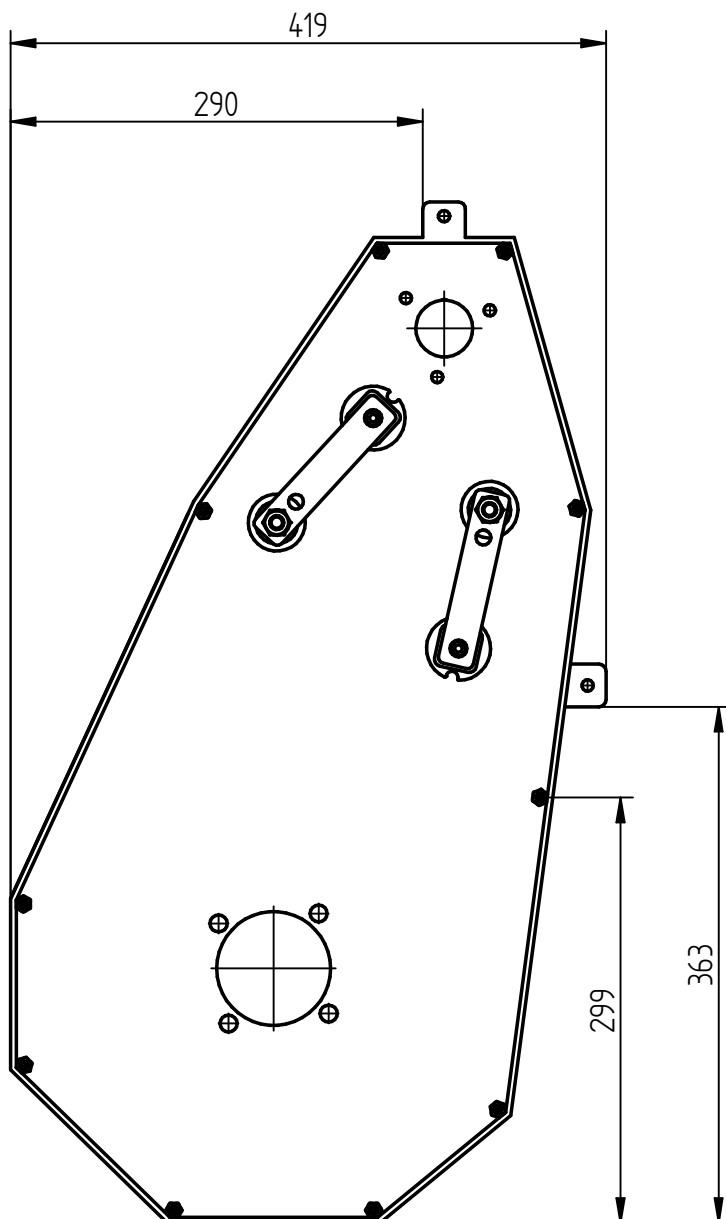
	Materjal:	Näitamata piirhälbed:	Mass: 29,8 kg	Mõõt: 1 : 10
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  KETTÜLEKANDE KOOSTEJOONIS		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 2/2	Tähtis: TA 21/151617 A 00 02 K	

# Lisa A järg. Korpuse koostejoonis



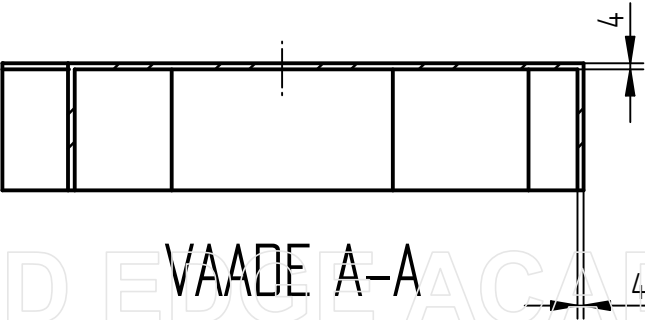
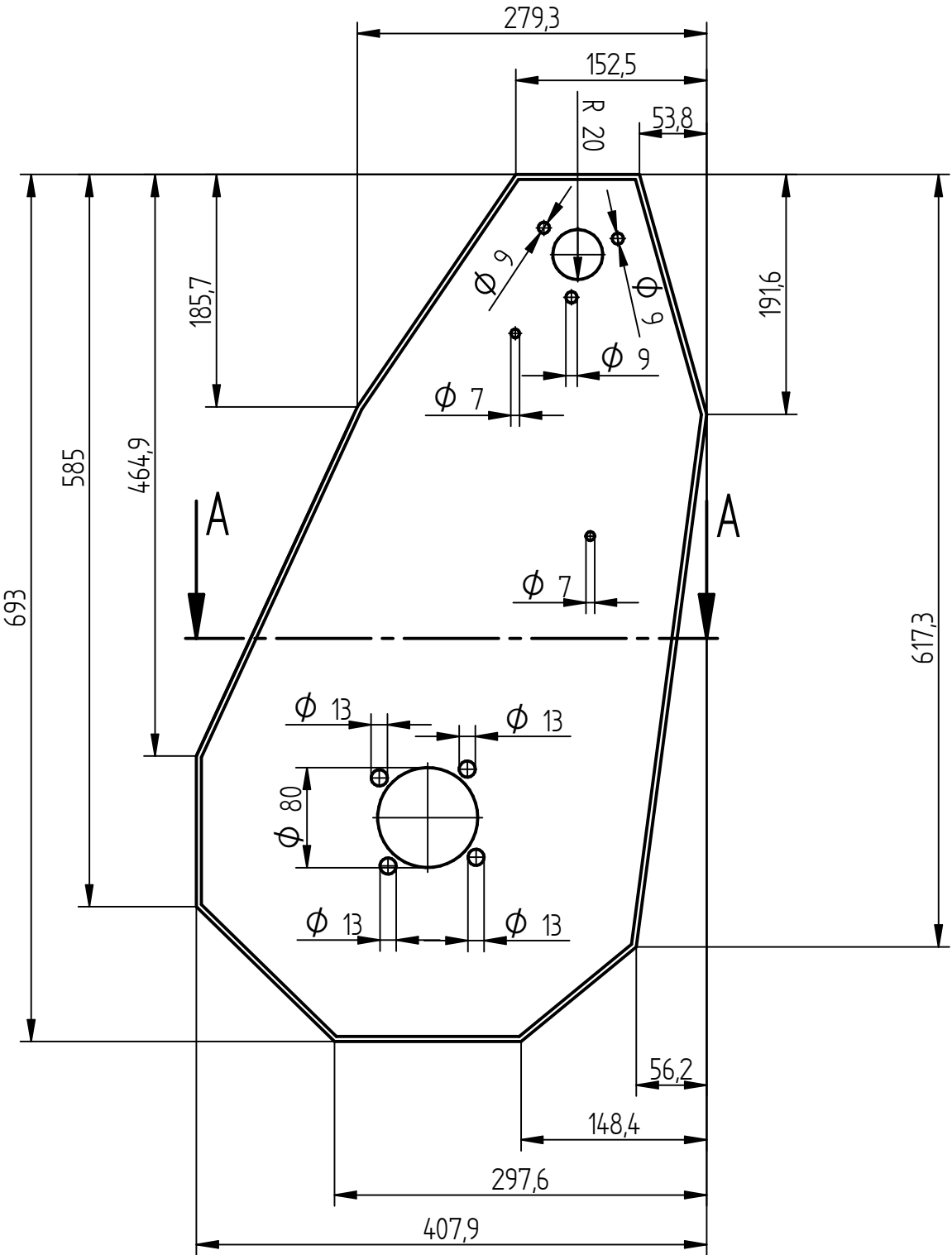
7		Äarik II	TA 21/151617 A 00 02 00 03 D	1	
6		Mutter DIN 1479 – M6		10	
5		Pingutusseadis		2	
4		Äarik I	TA 21/151617 A 00 02 00 02 D	1	
3		Mutter ISO 4032 – M6		2	
2		Plaat	TA 21/151617 A 00 02 00 01 D	1	
1		Korpus	TA 21/151617 A 00 02 00 00 D	1	
Osa	Väli	Nimetus, materjal	Tahis	Hulk	Märkus
		Materjal:	Näitamata piirhälbed:	Mass: 14,3 kg	Mööd: 1 : 5
Teostas:	Toomas Otsatalo	KORPUSE KOOSTEJOONIS			
Kontrollis:	Tormi Lillerand				
Kinnitas:	Tormi Lillerand				
EMÜ – TI		Leht: 1/2	Tahis: TA 21/151617 A 00 02 00 K		

# Lisa A järg. Korpuse koostejoonis

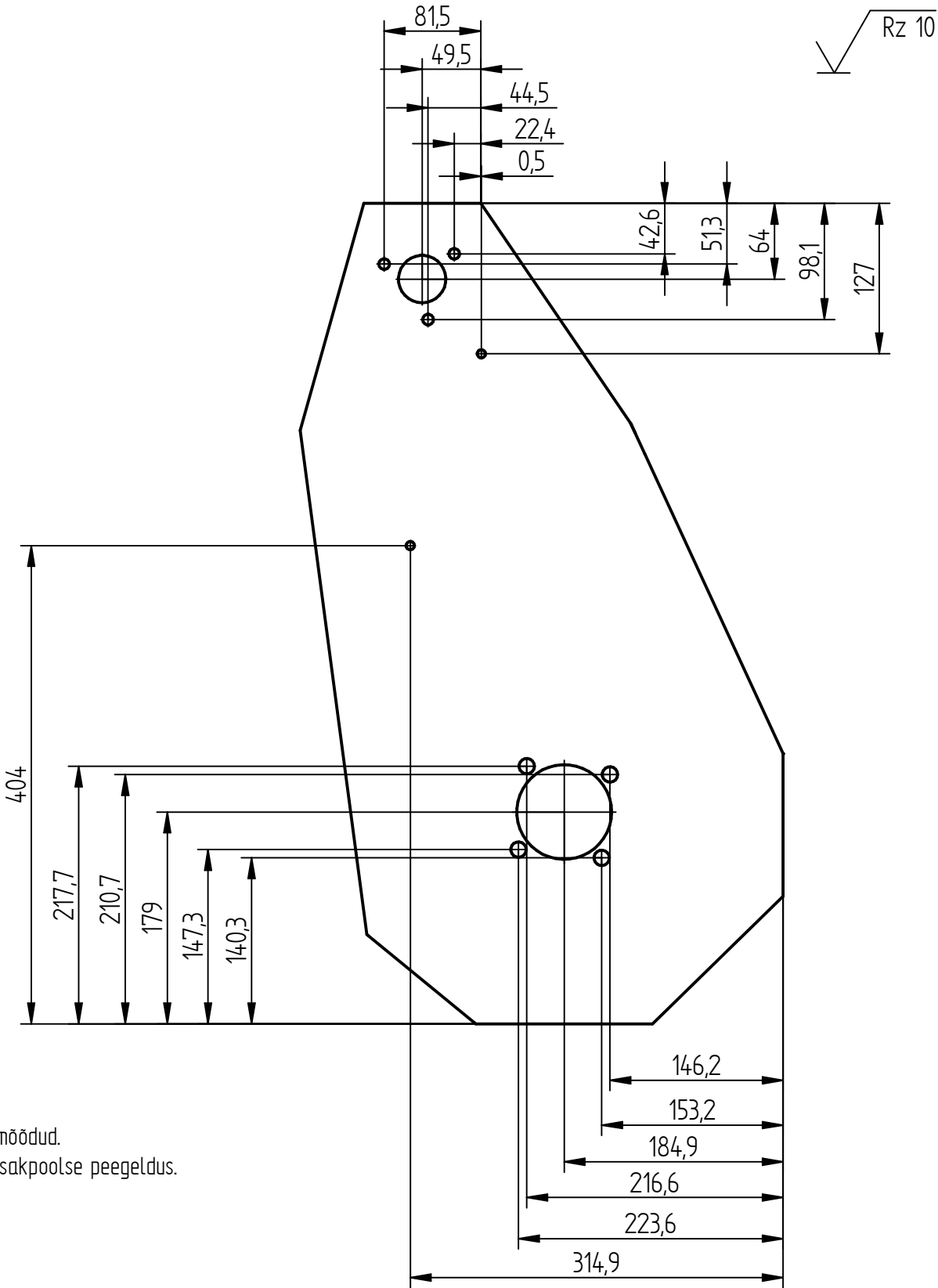


	Materjal:	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 14,3 kg	Mõõt: 1 : 5
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  KORPUSE KOOSTEJOONIS I		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 2 / 2	Tähtis: TA 21/151617 A 02 01 K	

Lisa A järg. Korpuse joonis



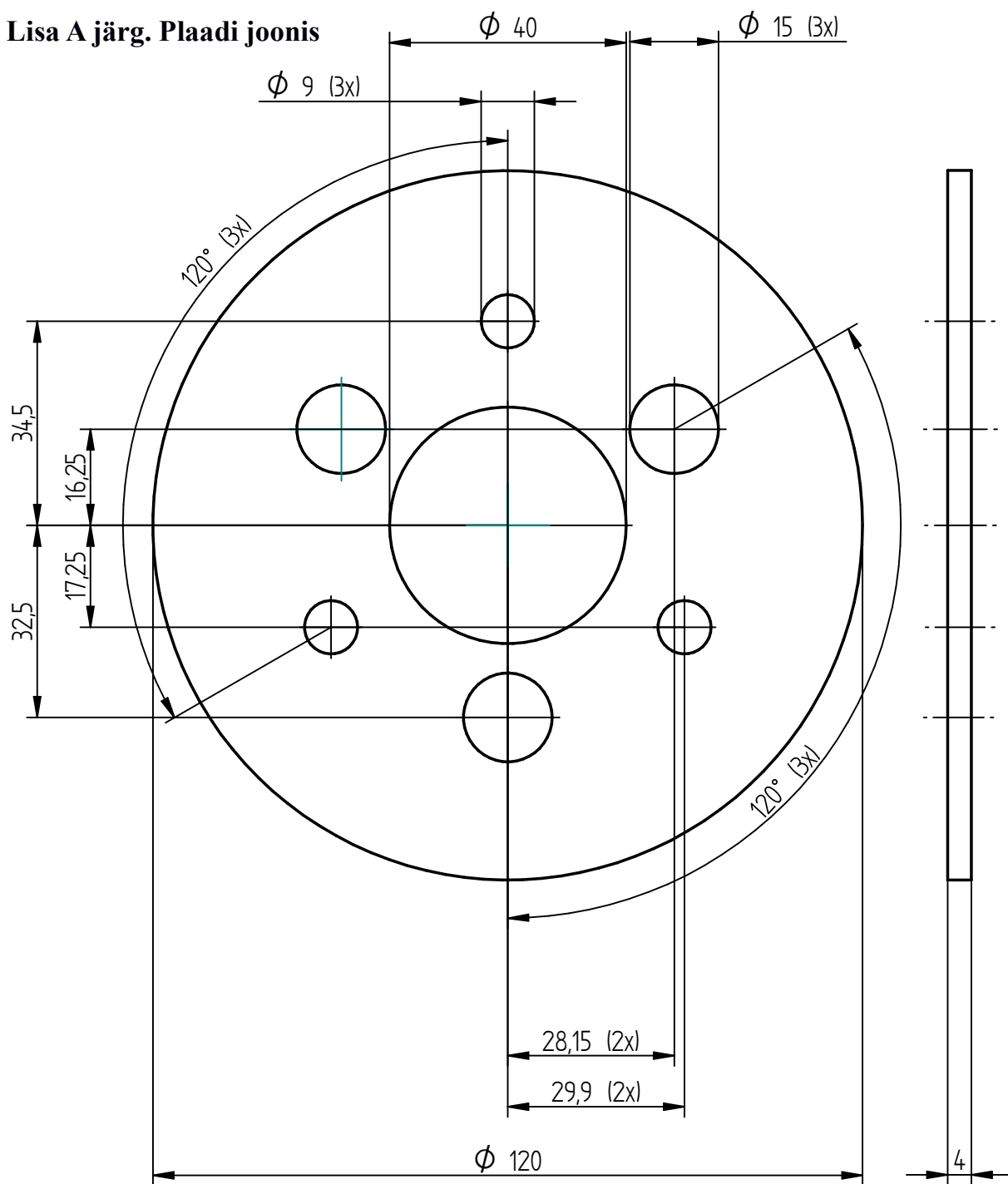
Joonisel on esitatud parempoolse korpuse mõõdud.  
Vasakapoolne korpus mõõtudelt identne, vasakpoolse peegeldus.



	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: kg 10,5	Moot: 1 : 5
Teostas:	Toomas Otsatalo	KORPUS		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ-TI		Leht: 1/1	Tahis: TA 21/151617 A 00 02 00 00 □	



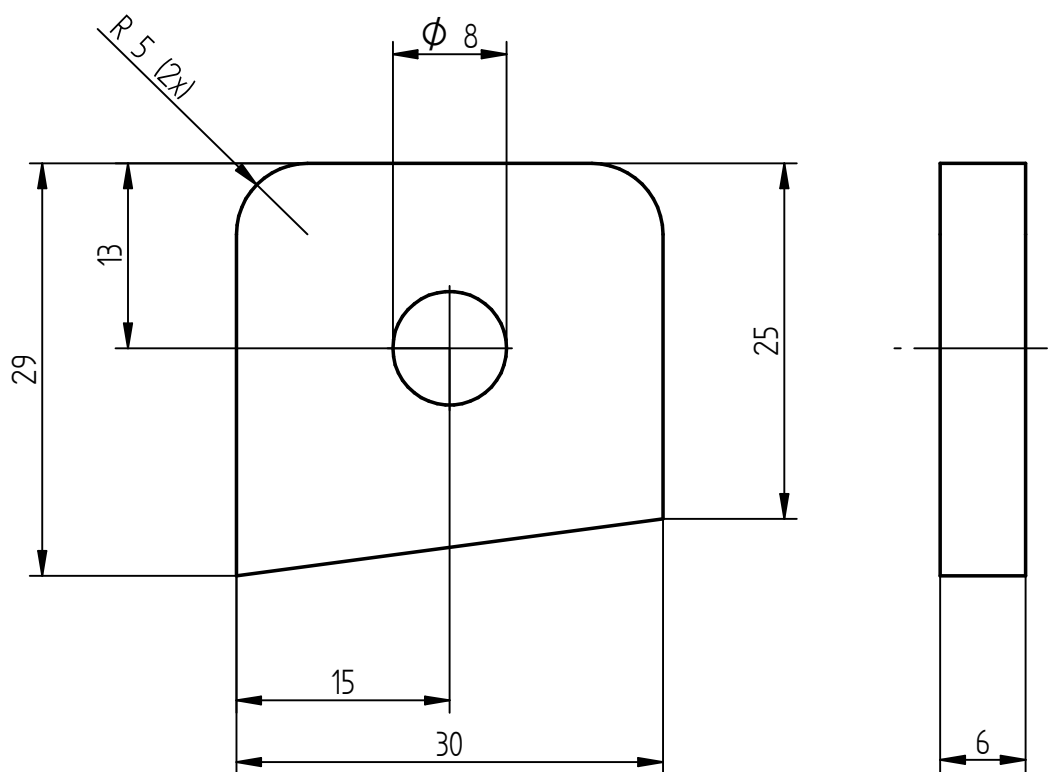
# Lisa A järg. Plaadi joonis



Krassid eemaldada.

	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,3 kg	Mõõt: 1 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  PLAAT		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 02 00 01 D	

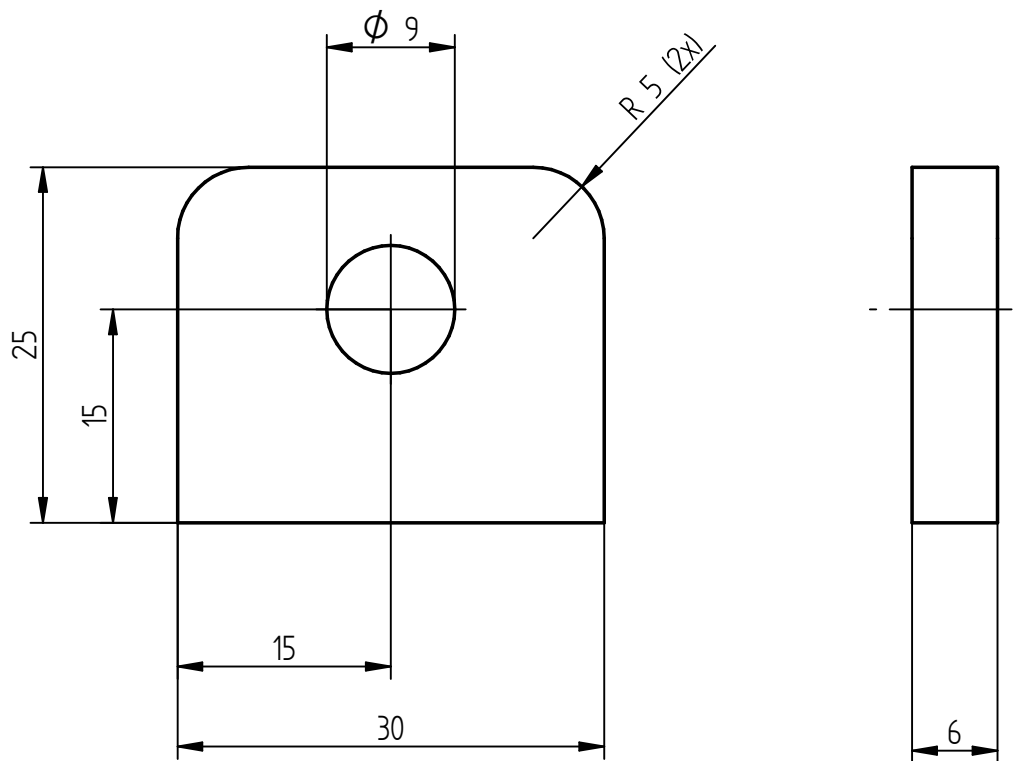
# Lisa A järg. Äärik I joonis



Krassid eemaldada.

	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,03 kg	Mõõt: 2 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus: <b>ÄÄRIK I</b>		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 02 00 02 D	

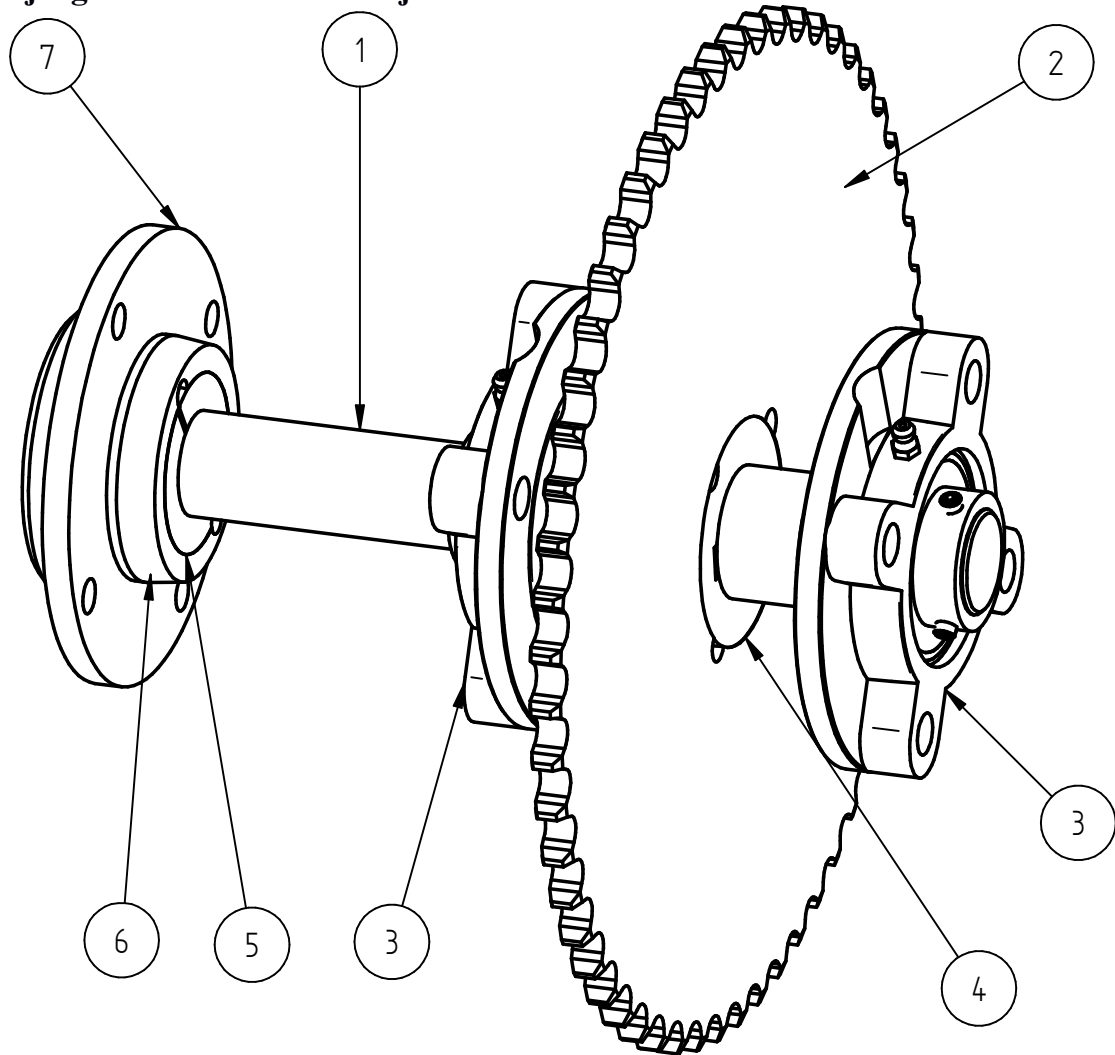
# Lisa A järg. Äärik II joonis



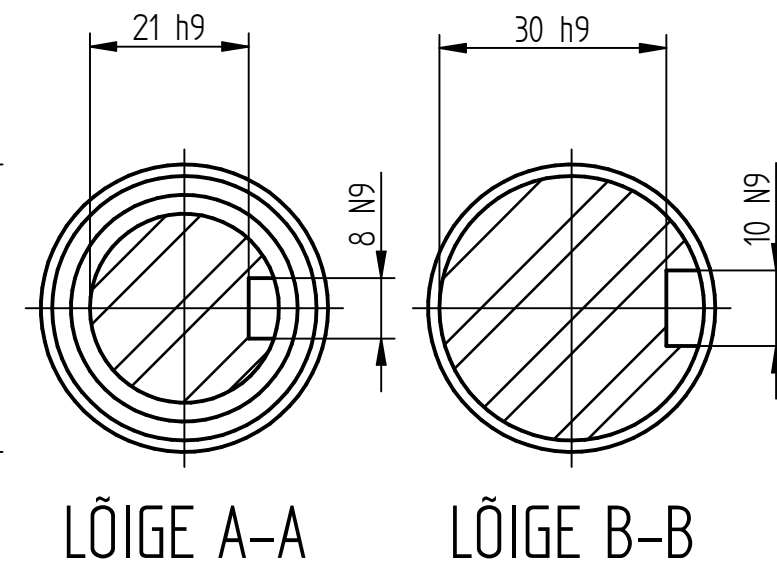
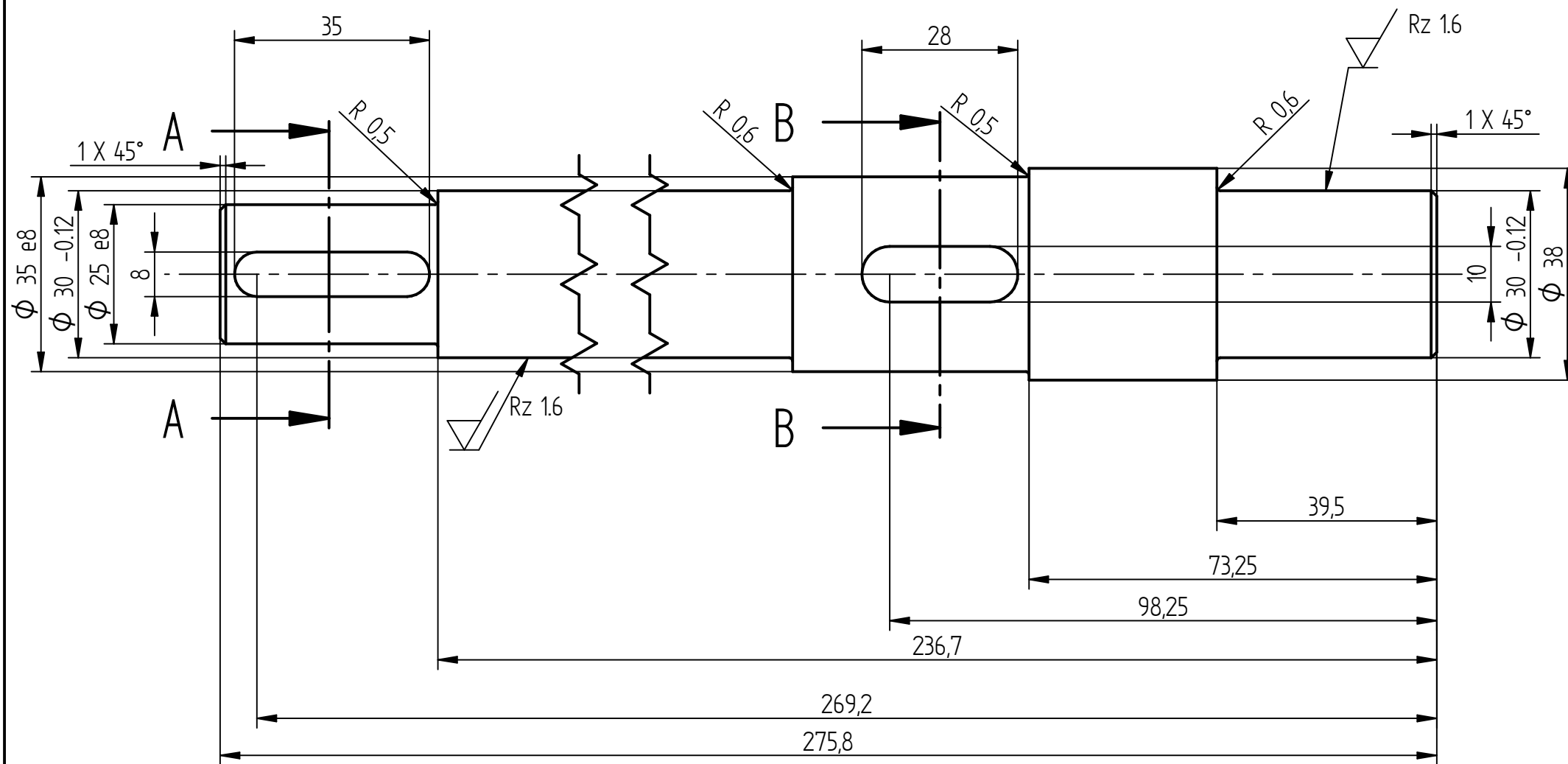
Krassid eemaldada.

	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,03 kg	Mõõt: 2 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  ÄÄRIK II		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 02 00 03 D	

# Lisa A järg. Veetava võlli koostejoonis



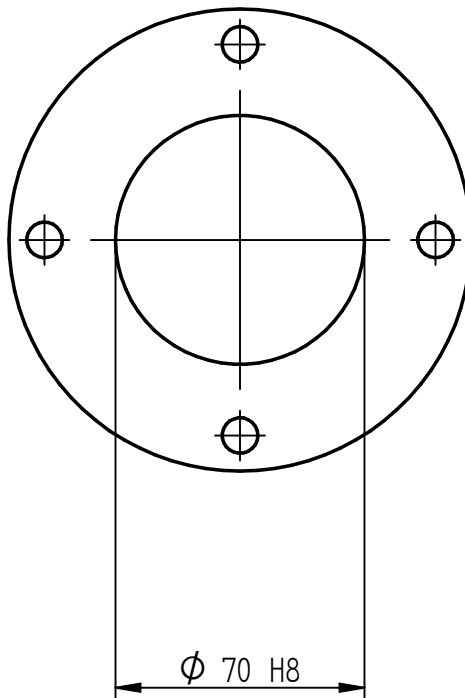
7		Äärik	TA 21/151617 A 00 02 01 01 D	1	
6		Rumm		1	
5		Koonuspuks 1615		1	
4		Koonuspuks 2012		1	
3		Laagripukk		2	
2		Ketiratas		1	
1		Võll	TA 21/151617 A 00 02 01 00 D	1	
Osa	Väli	Nimetus, materjal	Tähis	Hulk	Märkus
		Materjal:	Näitamata piirhälbed:	Mass: 11,3 kg	Mööd: 1 : 2
Teostas:	Toomas Otsatalo		VEETAVA VÕLLI KOOSTEJOONIS		
Kontrollis:	Tormi Lillerand				
Kinnitas:	Tormi Lillerand				
EMÜ - TI			Leht: 1/1	Tähis: TA 21/151617 A 00 02 01 K	



	Materjal: teras C45		Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK		Mass: 1,6 kg	Mõõt: 1 : 5
	Teostas:	Toomas Otsatalo	VÕLL			
	Kontrollis:	Tormi Lillerand				
	Kinnitas:	Tormi Lillerand				
EMÜ-TI			Leht: 1/1	Tahis: TA 21/151617 A 00 02 01 00 D		

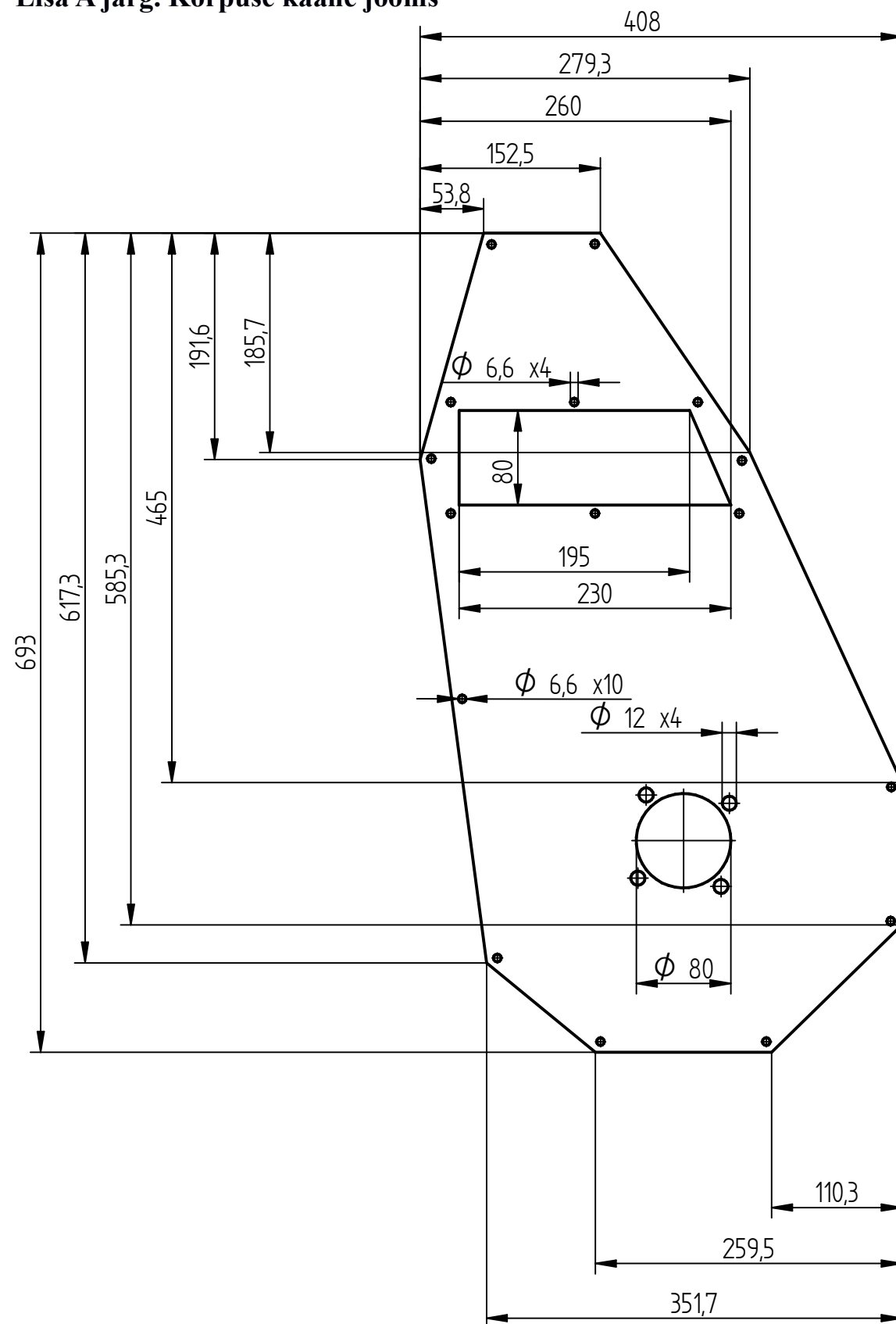
## Lisa A järg. Ääriku joonis

Äärik olemasolev, töödelda üksnes siseava.  
Krassid eemaldada.

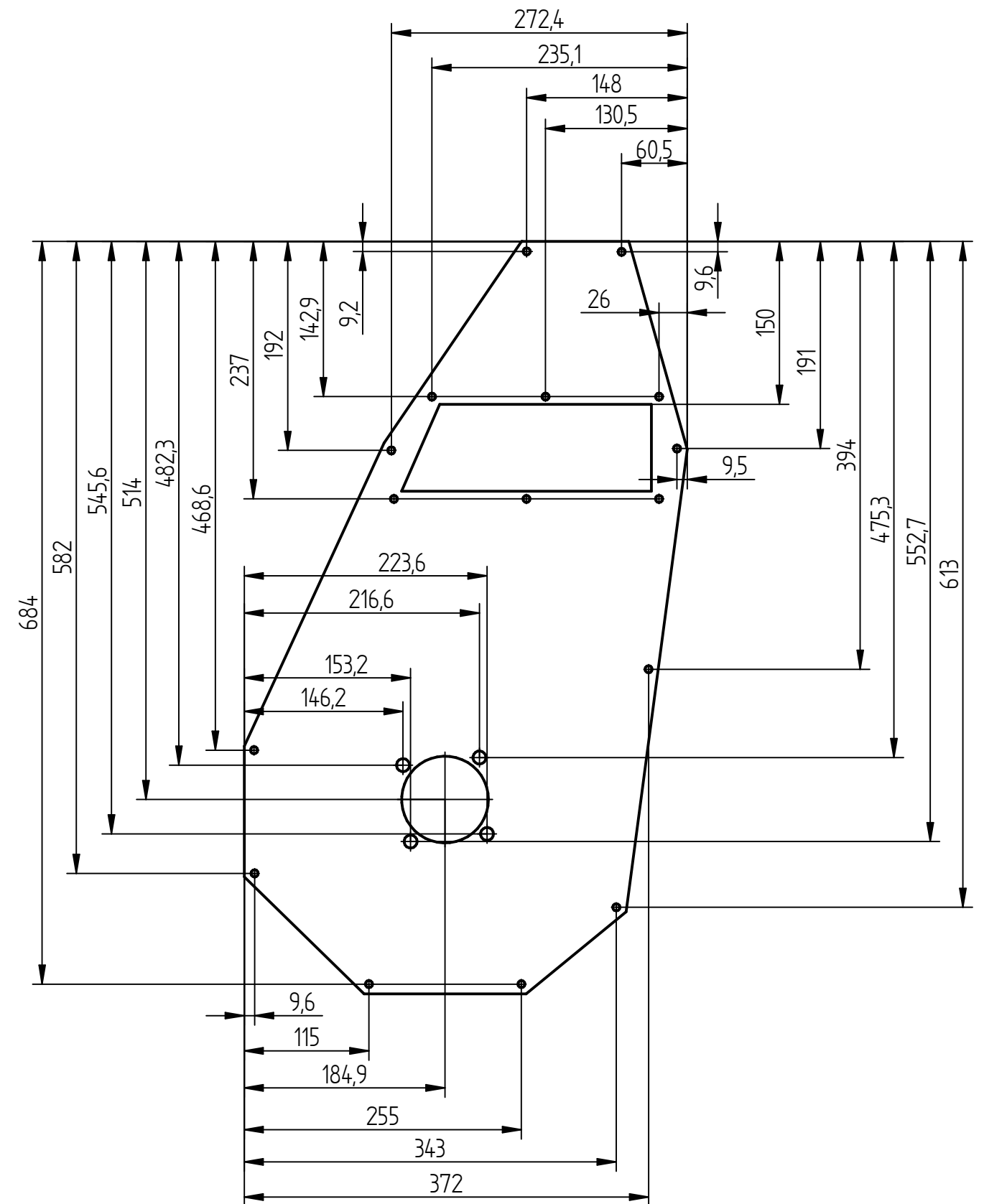
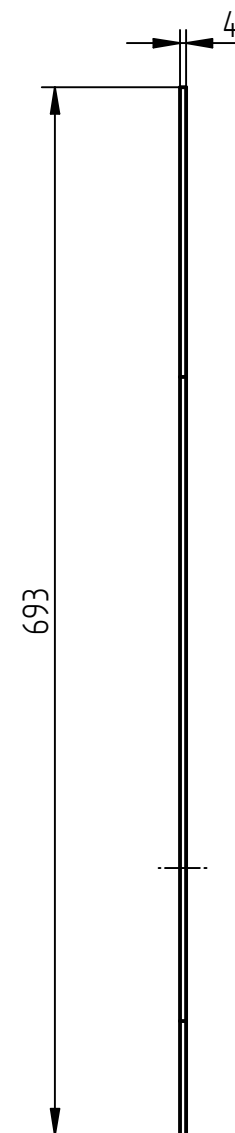


	Materjal:	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,6 kg	Mõõt: 1 : 2
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus: <b>ÄÄRIK</b>		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähis: TA 21/151617 A 00 02 01 01 D	

# Lisa A järg. Korpuse kaane joonis

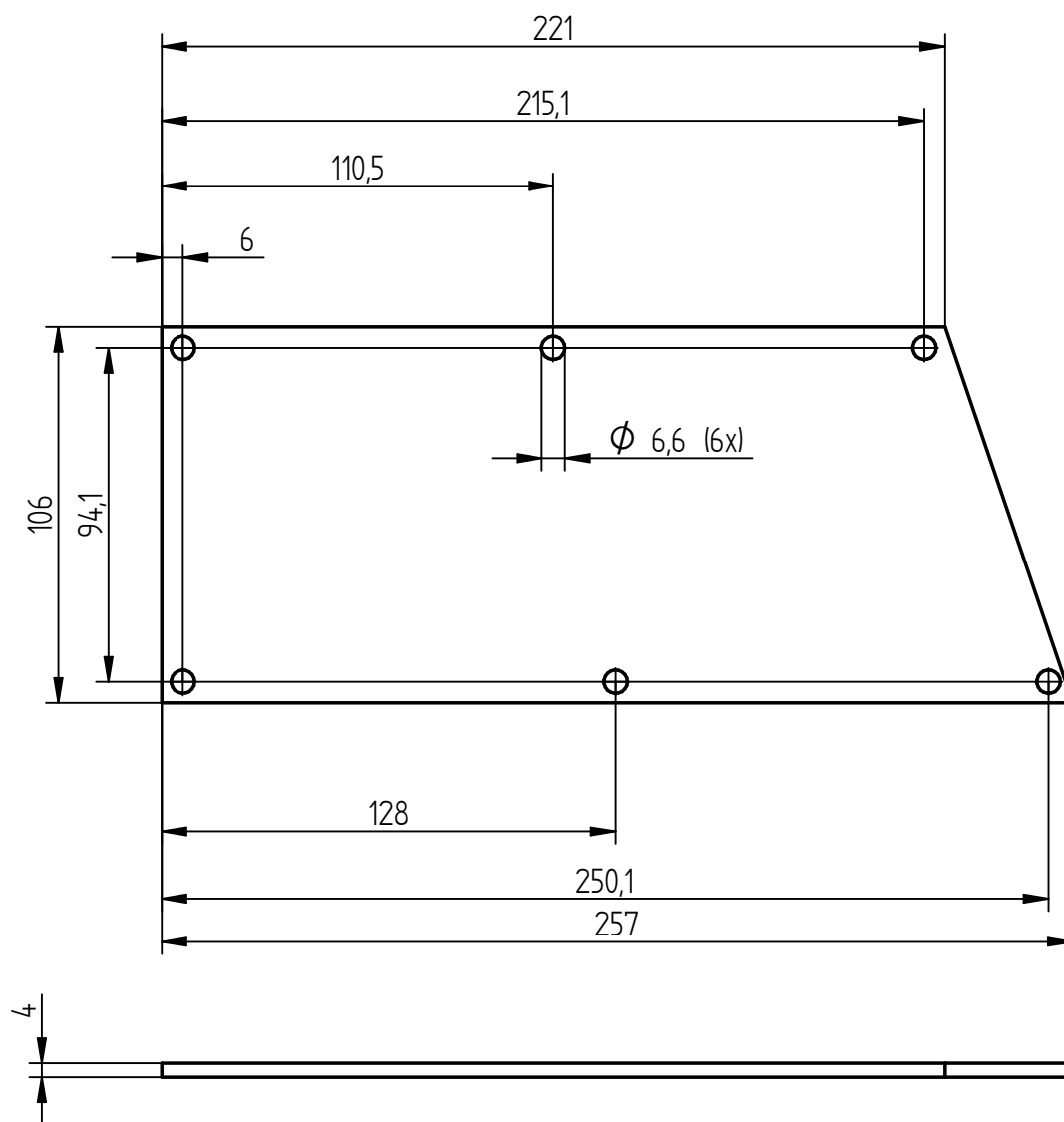


Krassid eemaldada.

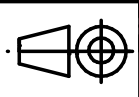


	Materjal: teras S235		Naitamata piirhálbed: ISO 2768-mK	Mass: 5,5 kg	Mõõt: 1 : 5
	Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  KORPUSE KAANE JOONIS		
	Kontrollis:	Tormi Lillerand			
	Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ-TI		Leht: 1 / 1	Tähis: TA 21/151617 A 00 02 00 D		

# Lisa A järg. Vaatlusava kaane joonis

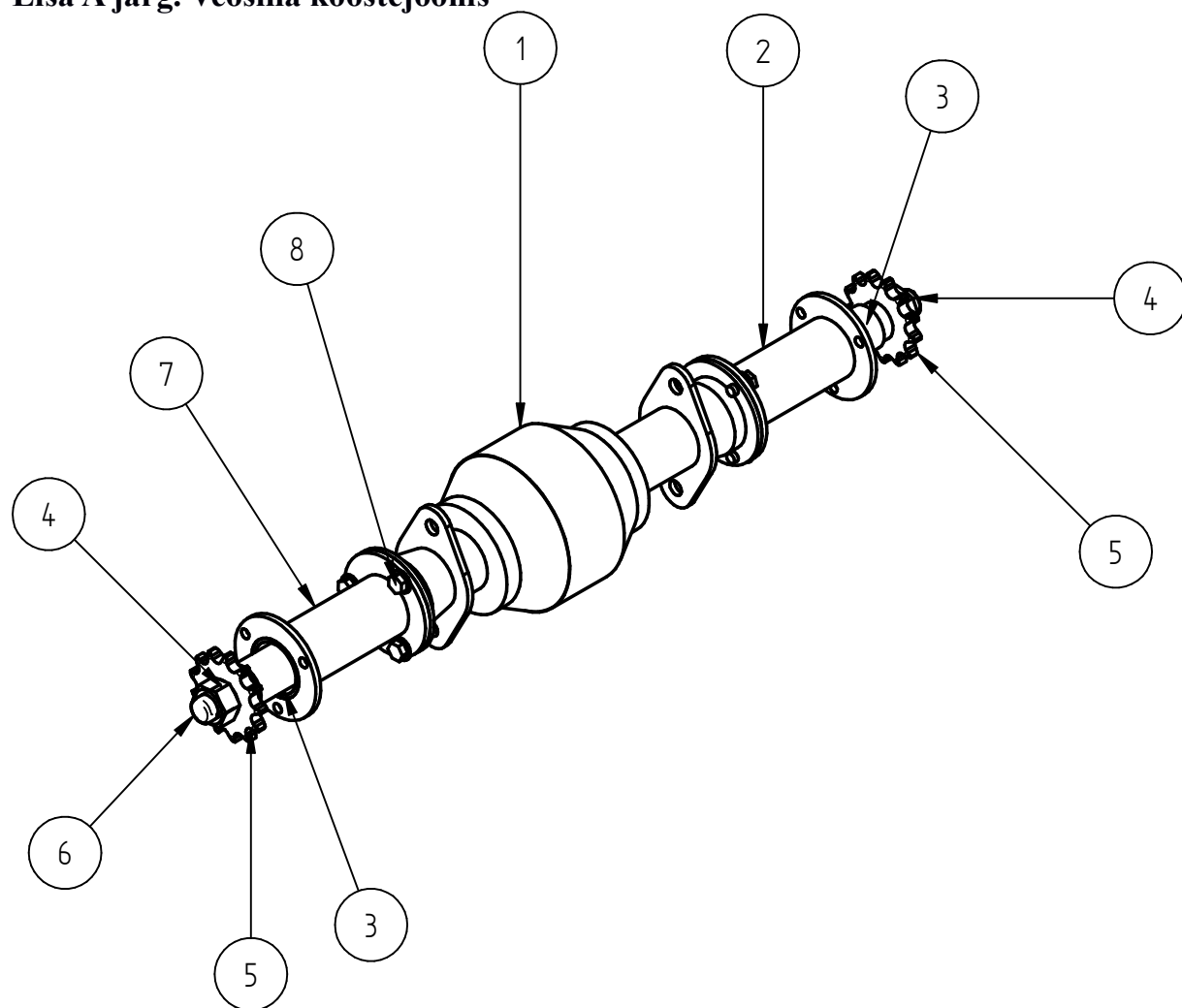


Krassid eemaldada.

	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhálbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,8 kg	Mõõt: 1 : 2
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  VAATLUSAVA KAAS		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 02 01 D	

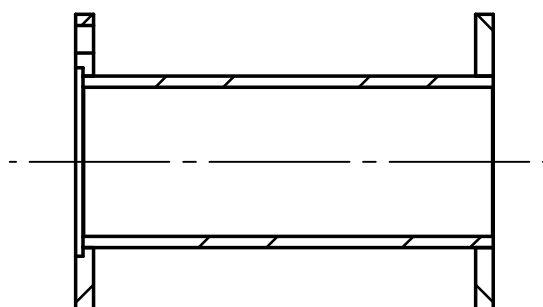
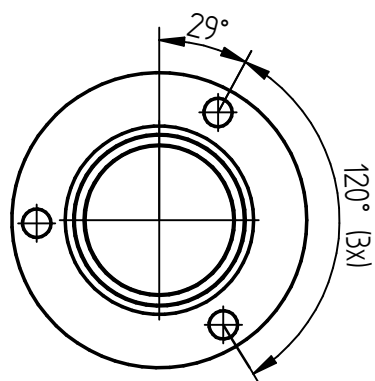
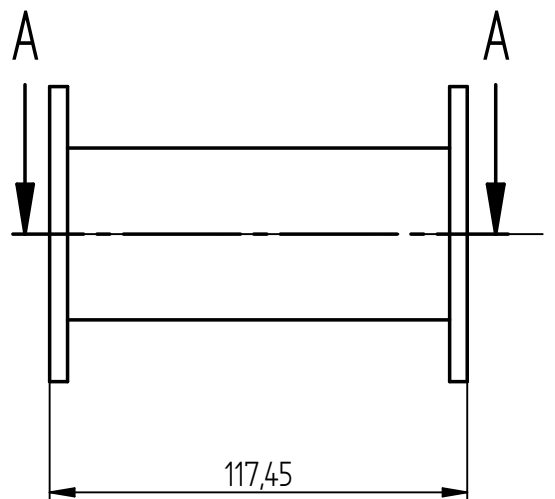
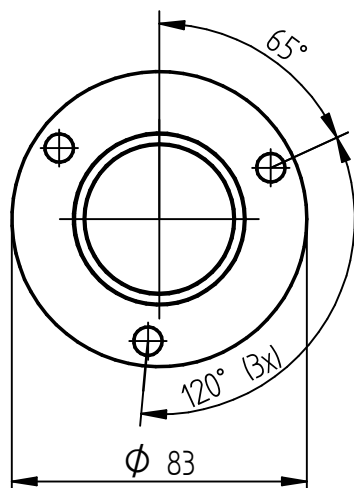


# Lisa A järg. Veosilla koostejoonis



8		Polt ISO 4017 – M8 x 12		6	
7		Laiendusdetaili koost II	TA 21/151617 A 00 03 02 K	1	
6		Võll		1	
5		Ketiratta koost	TA 21/151617 A 00 03 01 K	2	
4		Mutter, DIN 935 –1 M20		2	
3		Puks	TA 21/151617 A 00 03 00 D	2	
2		Laiendusdetaili koost I	TA 21/151617 A 00 03 00 K	1	
1		Veosilla korpus		1	
Osa	Väli	Nimetus, materjal	Tähis	Hulk	Märkus
		Materjal:	Näitamata piirhälbed:	Mass: 17,9 kg	Mööd: 1 : 5
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus: <b>VEOSILLA KOOSTEJOONIS</b>			
Kontrollis:	Tormi Lillerand				
Kinnitas:	Tormi Lillerand				
EMÜ – TI		Leht: 1/1	Tähis: TA 21/151617 A 00 03 K		

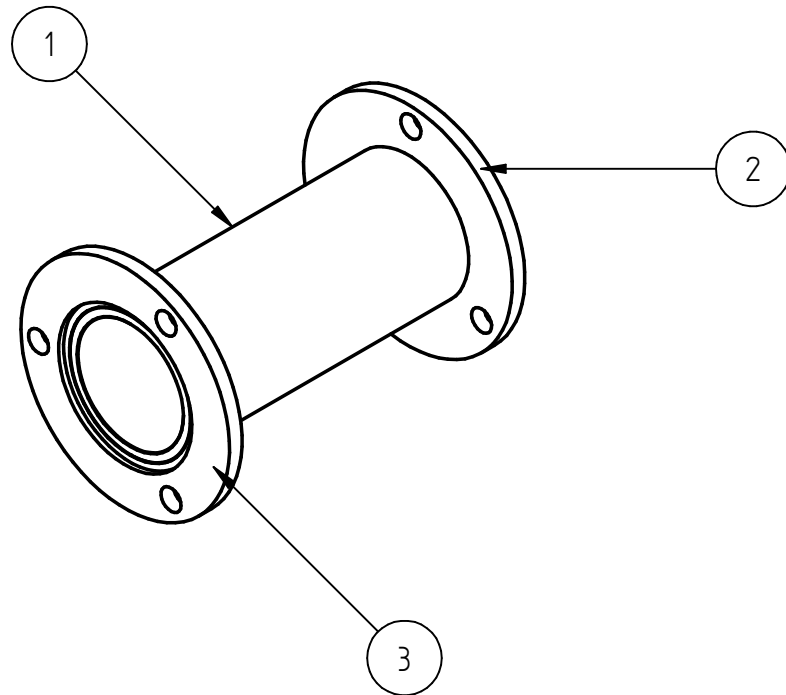
# Lisa A järg. Laiendusdetail I koostejoonis




VAADE A-A

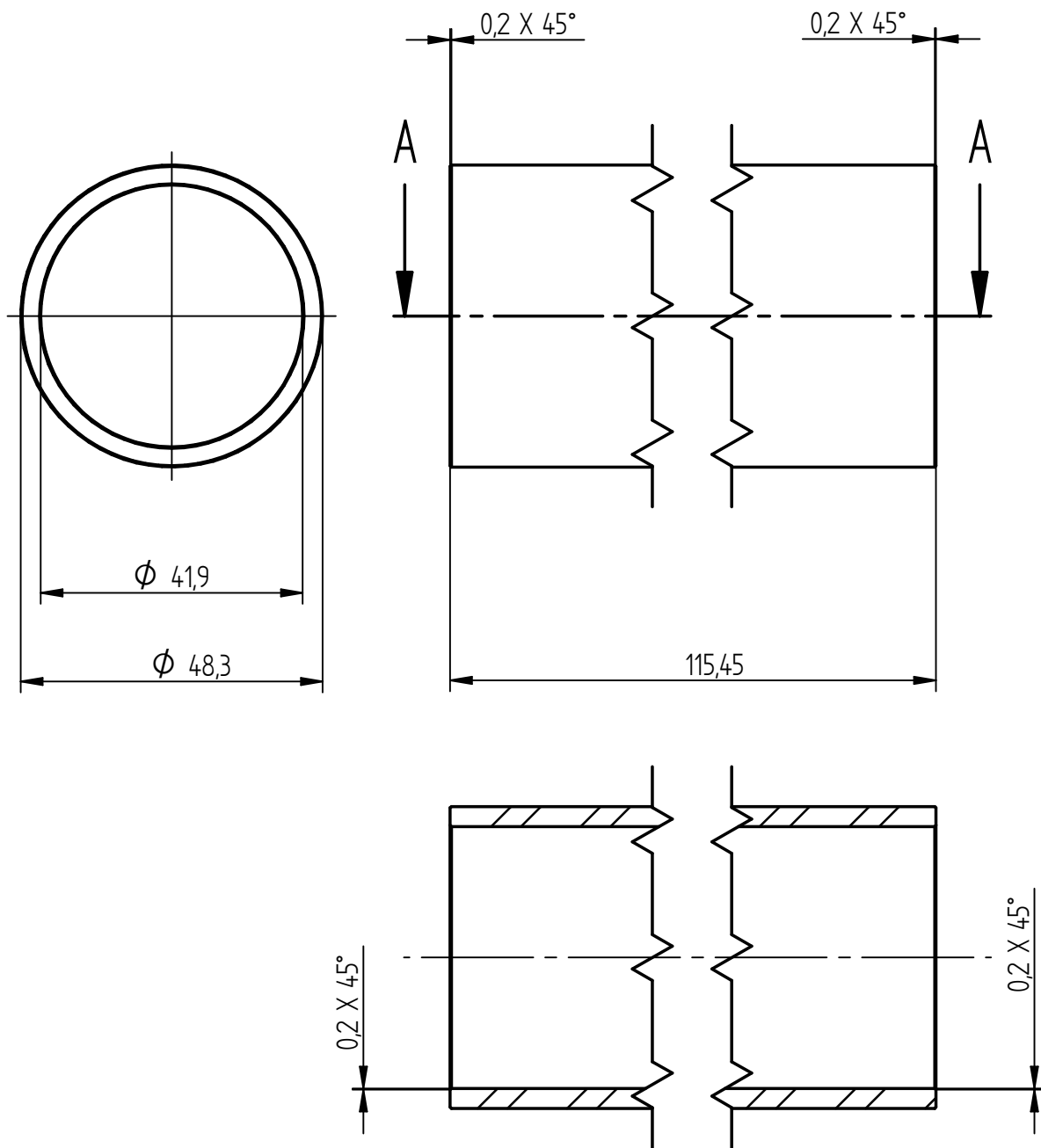
	Materjal:	Näitamata piirhälbed:	Mass: 0,7 kg	Mõõt: 1 : 2
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  LAIENDUSDETAILI I KOOSTEJOONIS		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 2/2	Tähtis: TA 21/151617 A 00 03 00 K	

## Lisa A järg. Laiendusdetail I koostejoonis



3		Äärik II	TA 21/151617 A 00 03 00 02 D	1	
2		Äärik I	TA 21/151617 A 00 03 00 01 D	1	
1		Toru	TA 21/151617 A 00 03 00 00 D	1	
Osa	Väli	Nimetus, materjal	Tähis	Hulk	Märkus
		Materjal:	Näitamata piirhälbed:	Mass: 0,7 kg	Mööd: 1 : 2
Teostas:	Toomas Otsatalo		LAIENDUSDETAILI KOOSTEJOONIS II		
Kontrollis:	Tormi Lillerand				
Kinnitas:	Tormi Lillerand				
EMÜ - TI			Leht: 1/2	Tähis: TA 21/151617 A 00 03 02 K	

# Lisa A järg. Toru joonis

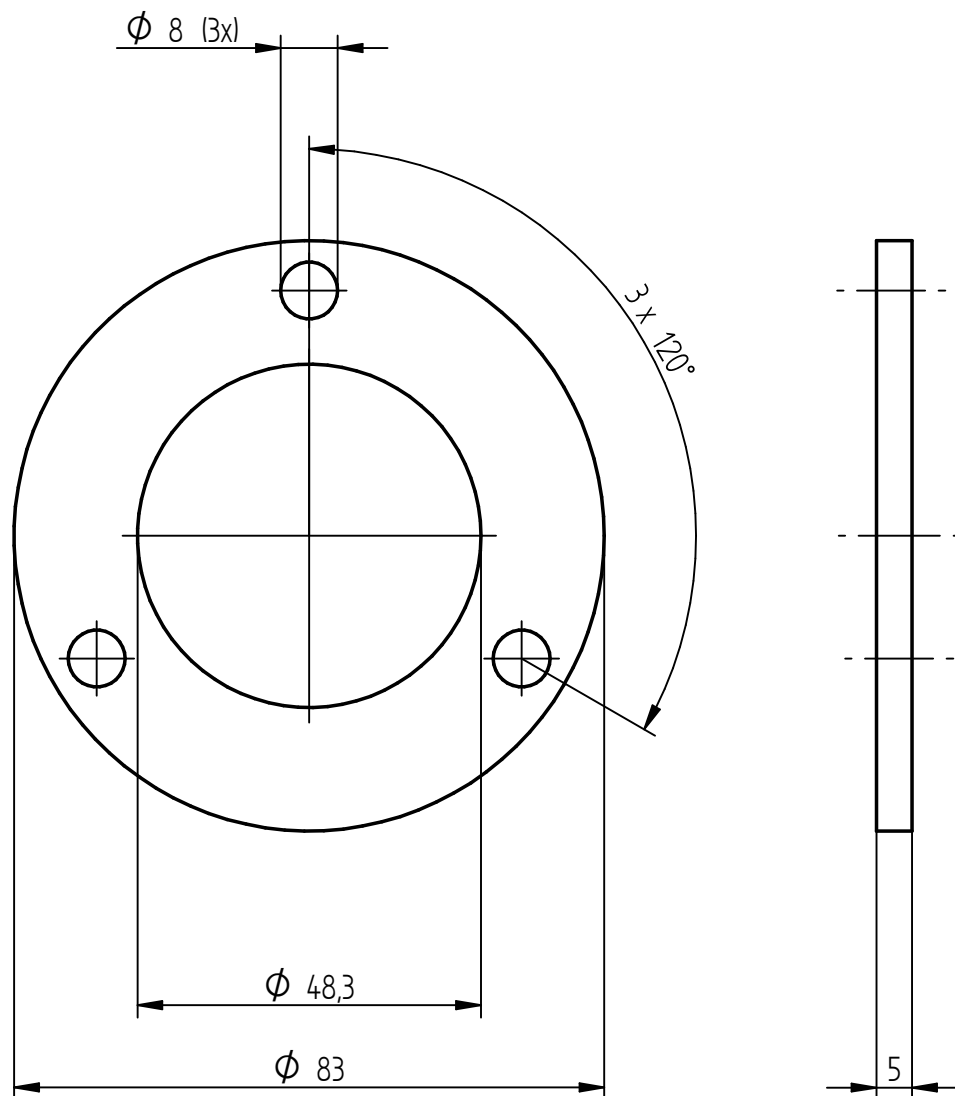


Krassid eemaldada.

LÕIGE A-A

	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,4 kg	Mõõt: 1 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  TORU		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 03 00 00 D	

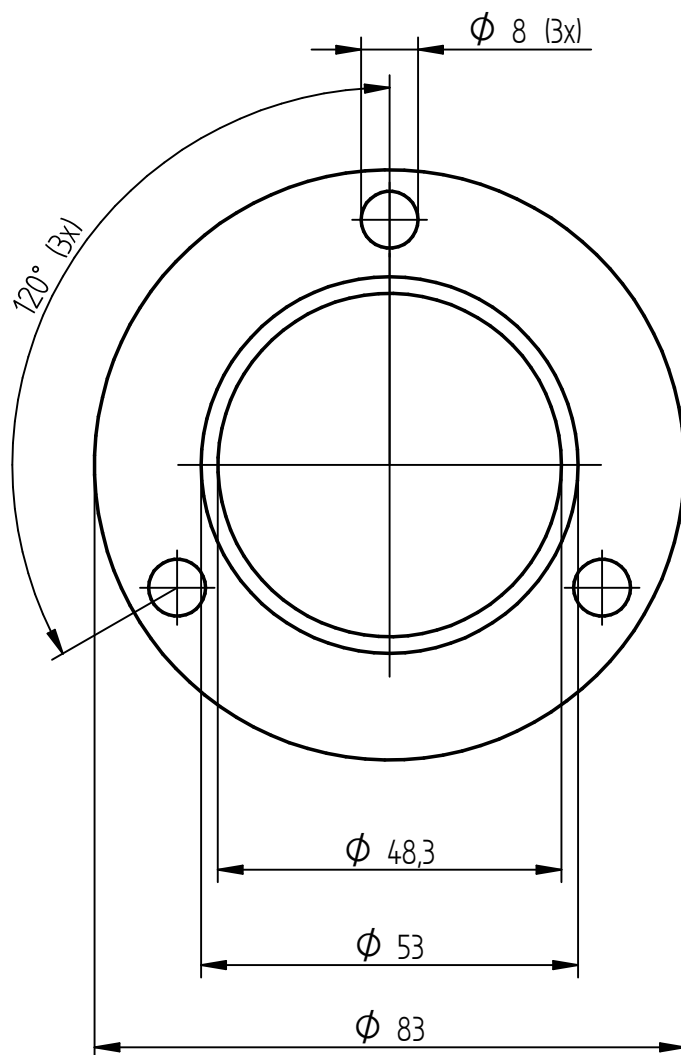
# Lisa A järg. Äärik I joonis



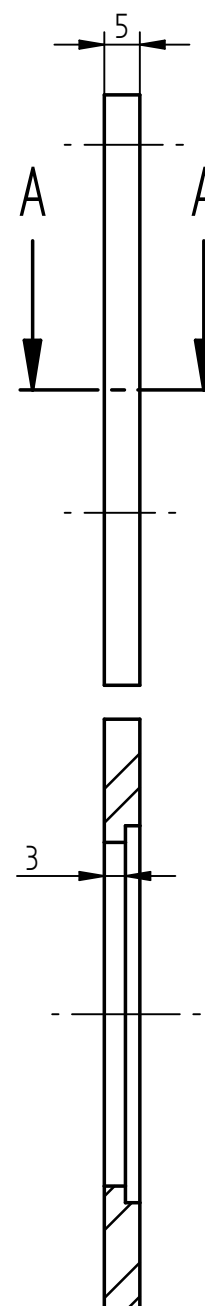
Kressid eemaldada.

	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,135 kg	Mõõt: 1 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus: <b>ÄÄRIK I</b>		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 03 00 01 D	

# Lisa A järg. Äärik II joonis



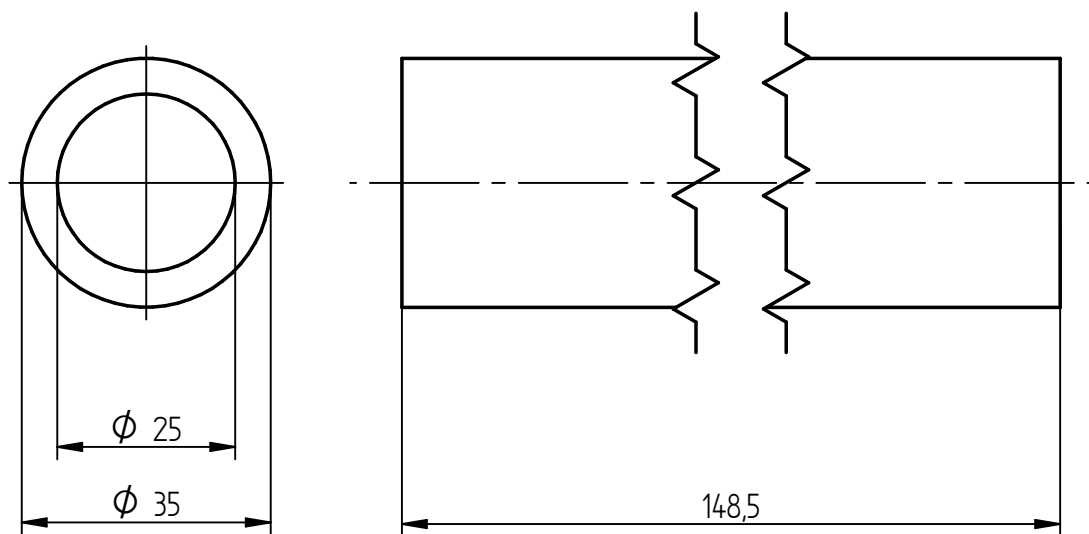
Krassid eemaldada.



LÕIGE A-A

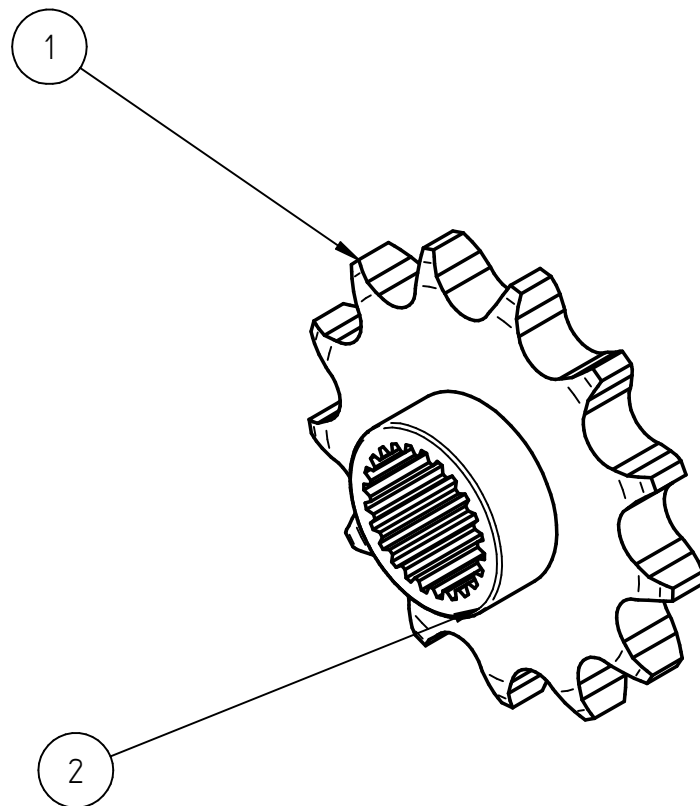
	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,13 kg	Mõõt: 1 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  ÄÄRIK II		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 03 00 02 D	

# Lisa A järg. Puksi joonis



	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,55 kg	Mõõt: 1 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  PUKS		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 03 00 D	

## Lisa A järg. Ketiratta koostejoonis

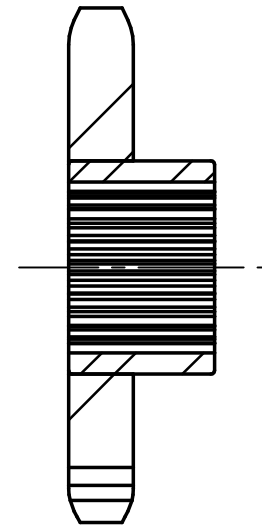
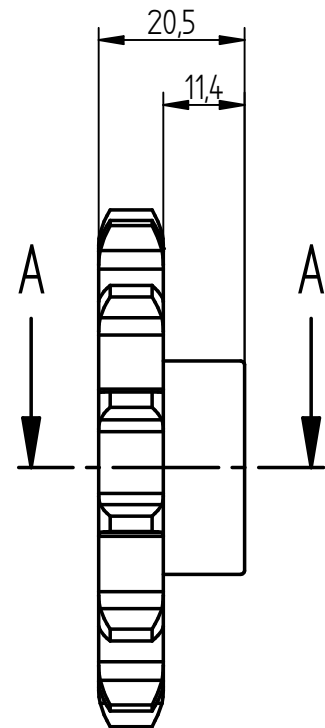
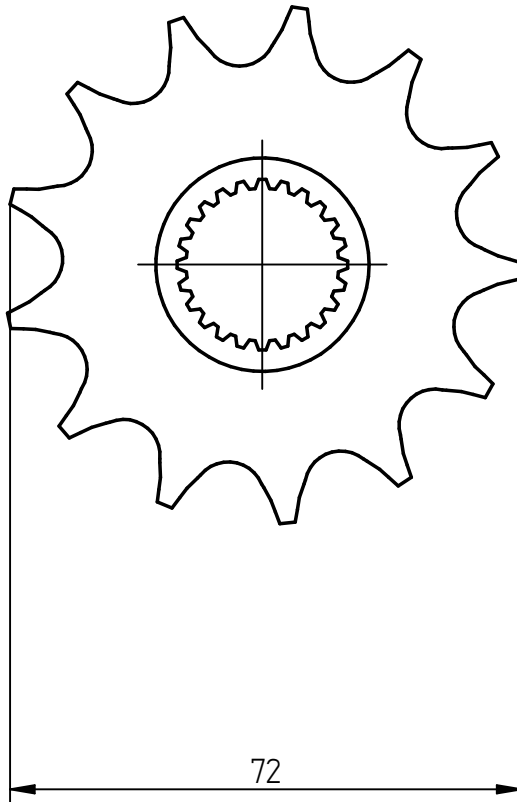


2		Rumm	TA 21/151617 A 00 03 01 01 D	1	
1		Ketiratas	TA 21/151617 A 00 03 01 00 D	1	
Osa	Väli	Nimetus, materjal	Tähis	Hulk	Märkus
		Materjal:	Näitamata piirhälbed:	Mass: 0,21 kg	Mööd: 1 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	<div>Nimetus:</div> <div>KETIRATTA KOOSTEJOONIS</div>			
Kontrollis:	Tormi Lillerand				
Kinnitas:	Tormi Lillerand				
EMÜ - TI		Leht: 1/2	Tähis: TA 21/151617 A 00 03 01 K		



## Lisa A järg. Ketiratta koostejoonis

Ketiratas ostutootena, ava vajalik töödelda, rumm töödelda olemasolevast detailist.

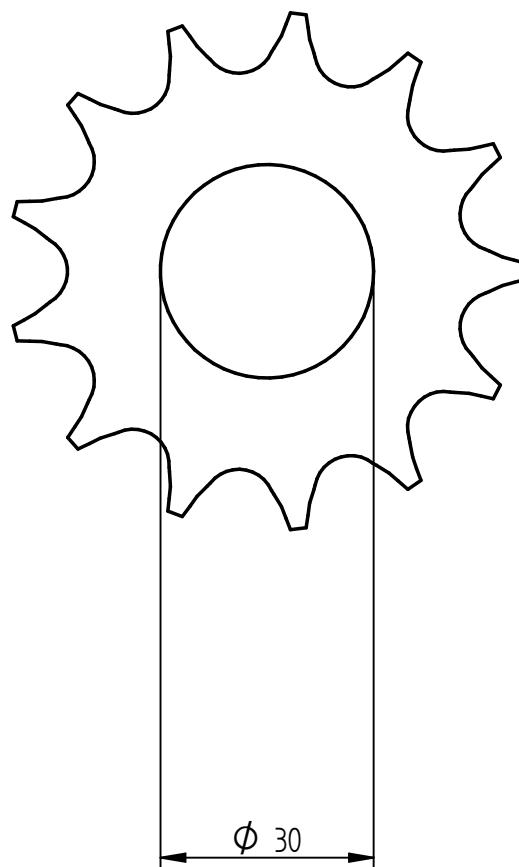
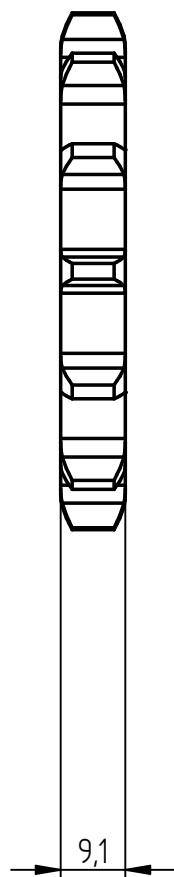



VADE A-A

	Materjal:	Näitamata piirhälbed:	Mass: 0,21 kg	Mööd: 1 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  KETIRATTA KOOSTEJOONIS		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 2/2	Tähis: TA 21/151617 A 00 03 01 K	

## Lisa A järg. Ketiratta joonis

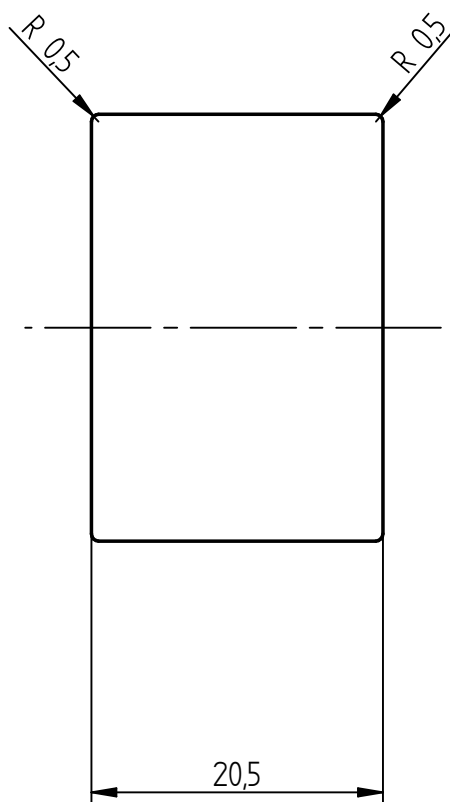
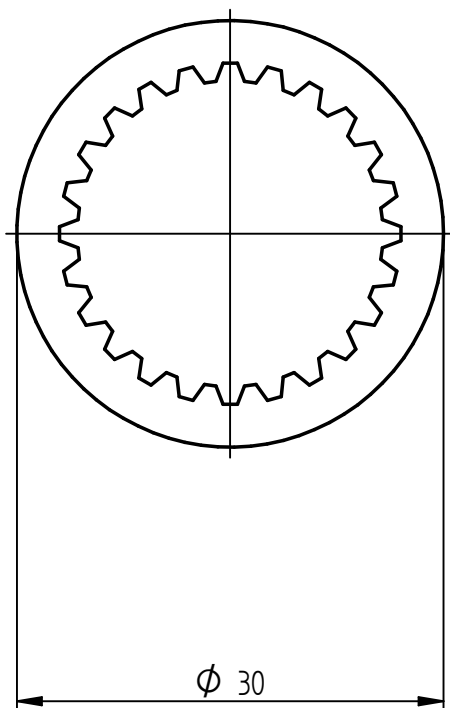
Ketiratas ostutootena, siseava töödelda.



	Materjal:	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,16 kg	Mõõt: 1 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus: <b>KETIRATAS</b>		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähis: TA 21/151617 A 00 03 01 00 D	

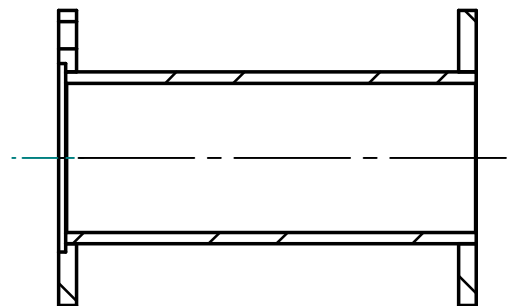
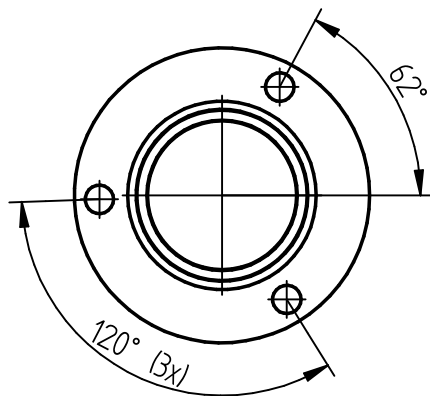
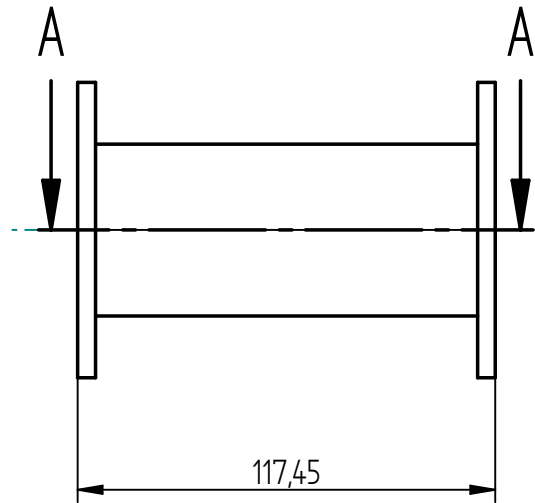
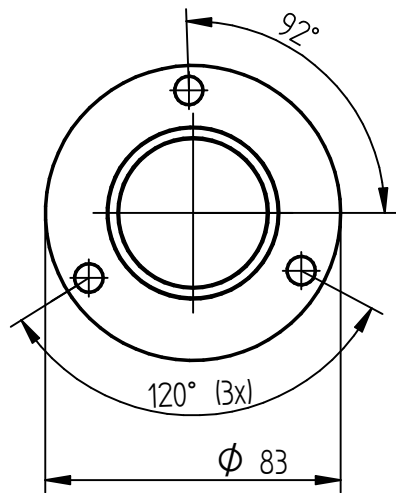
## Lisa A järg. Rummu joonis

Detail valmistatakse olemasolevast  
detailist, töödelda välispind, sisemine  
hammasvöö olemasolev.



	Materjal:	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,05 kg	Mõõt: 2 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  KETIRATTA RUMM		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähis: TA 21/151617 A 00 03 01 01 D	

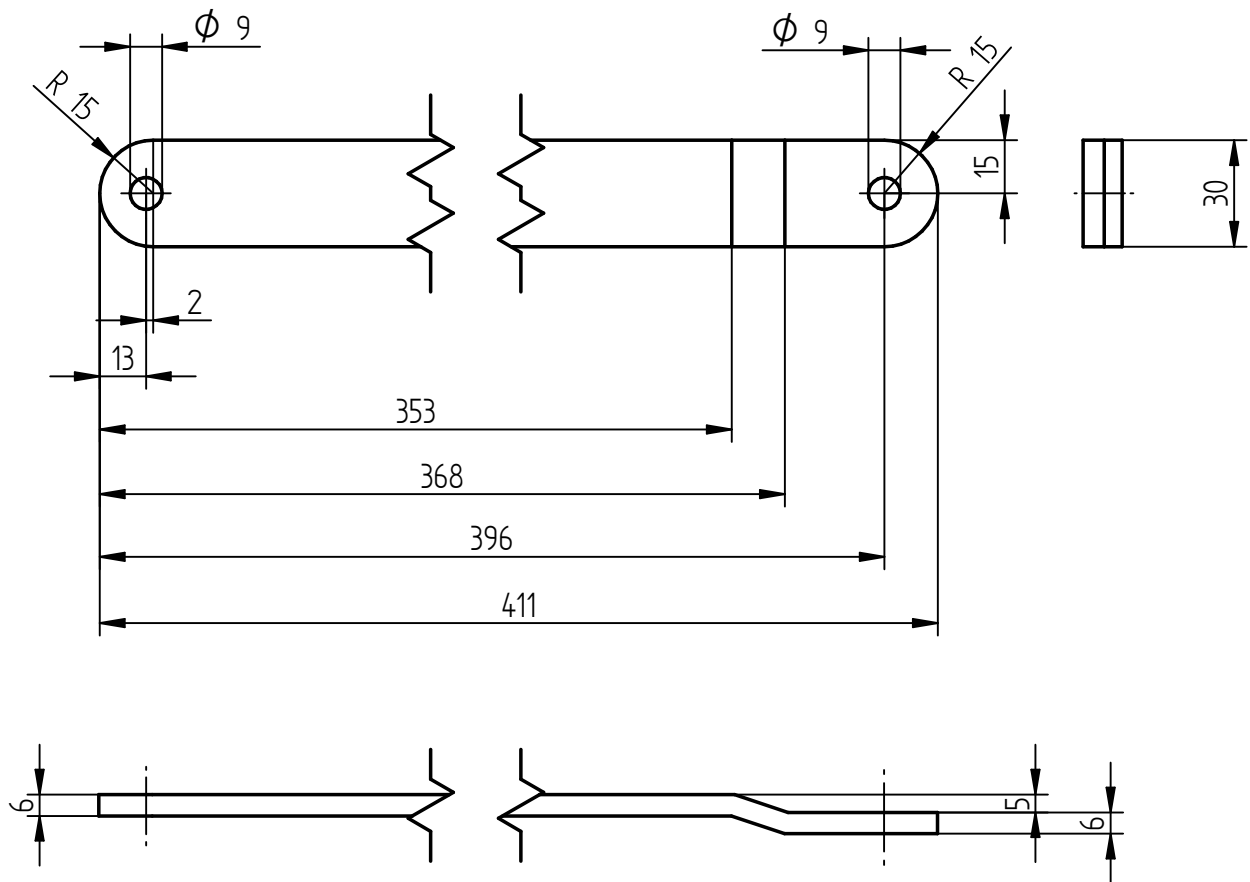
# Lisa A järg. Laiendusdetail II koostejoonis



VAADE A-A

	Materjal:	Näitamata piirhälbed:	Mass: 0,7 kg	Mõõt: 1 : 2
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  LAIENDUSDETAILI KOOSTEJOONIS II		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 2/2	Tähtis: TA 21/151617 A 00 03 02 K	

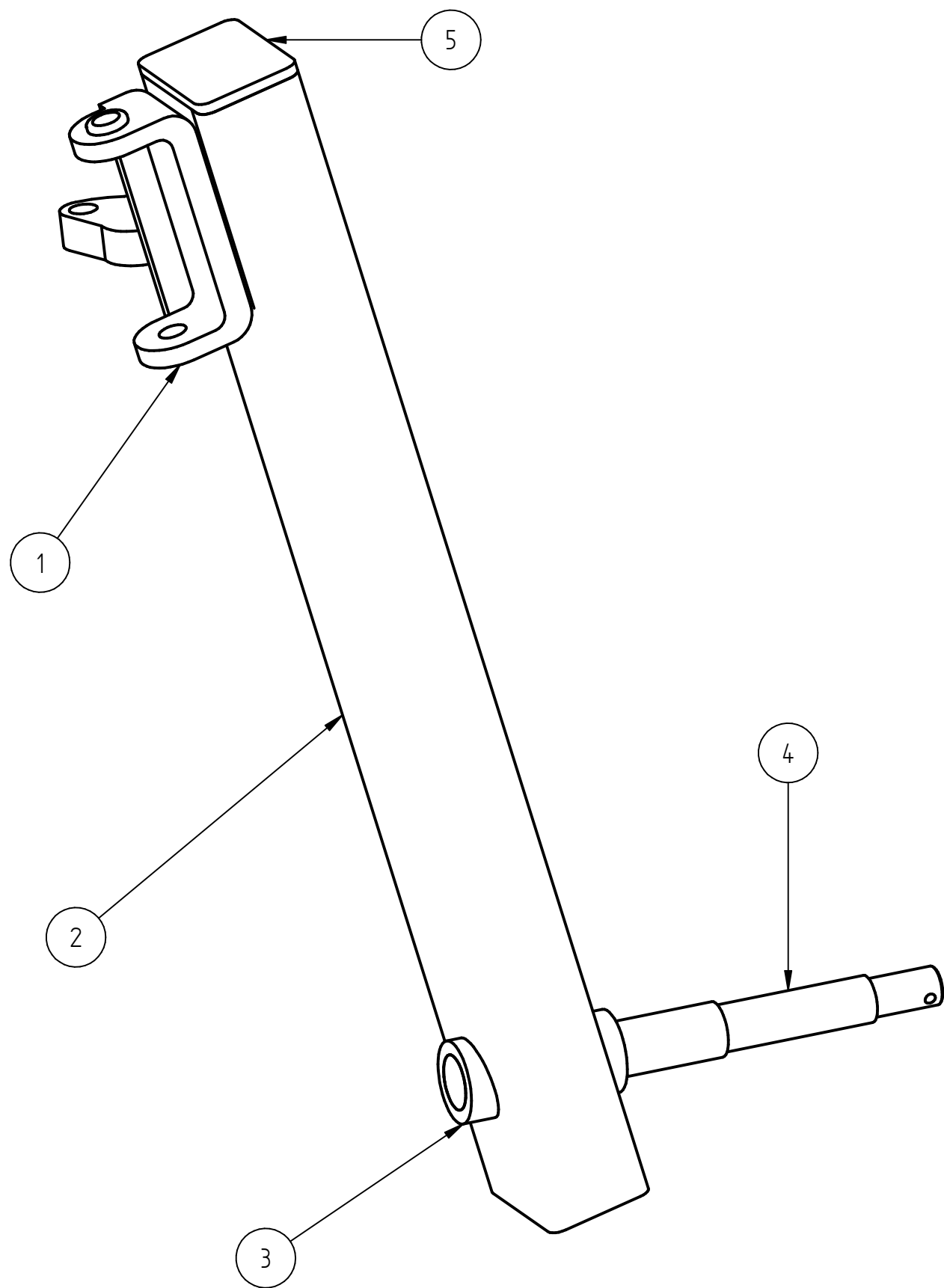
# Lisa A järg. Tugilatt III joonis



Krassid eemaldada.

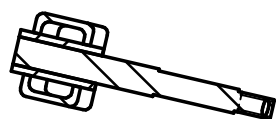
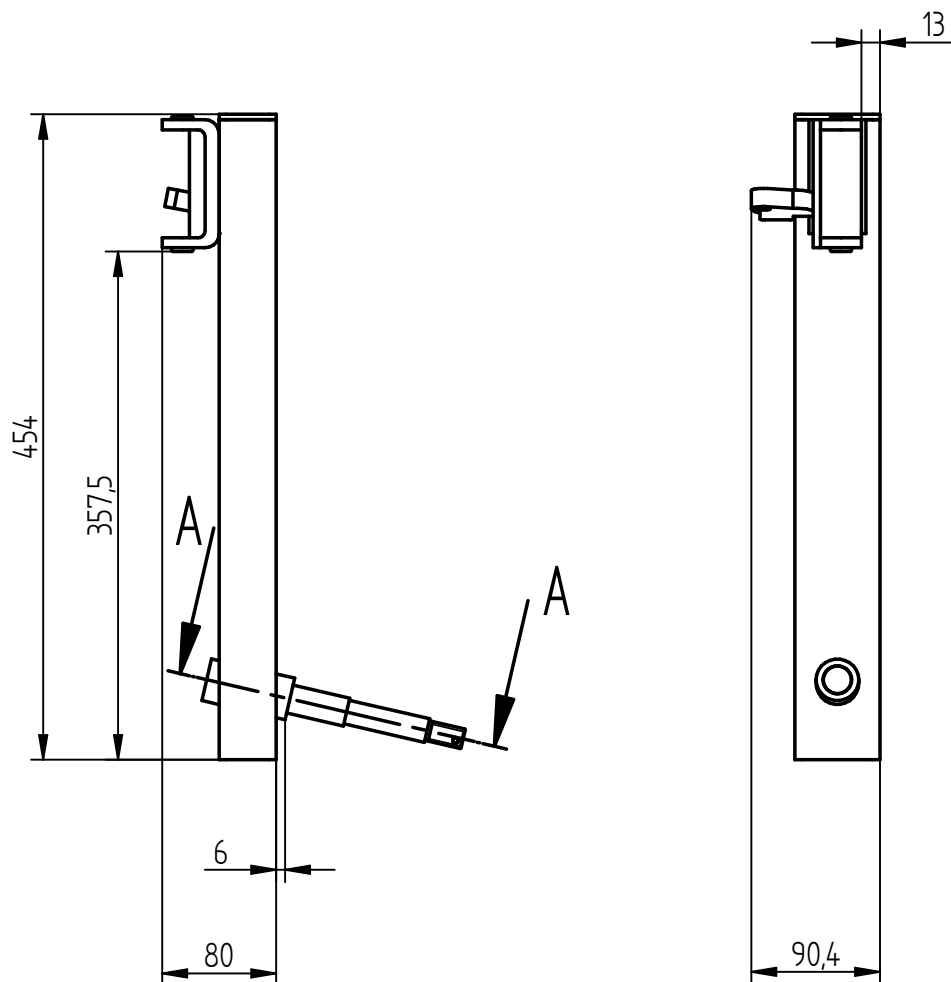
	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,56 kg	Mõõt: 1 : 2
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  TUGILATT III		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI	Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 03 D		

Lisa A järg. Käänmiku koostejoonis



5		Plaat	TA 21/151617 A 00 04 03 D	1	
4		Telg	TA 21/151617 A 00 04 02 D	1	
3		Puks	TA 21/151617 A 00 04 01 D	1	
2		Toru	TA 21/151617 A 00 04 00 D	1	
1		Käänmik		1	
Osa	Väli	Nimetus, materjal	Tähis	Hulk	Märkus
		Materjal:	Näitamata piirhälbed:	Mass: kg 4,25	Mööd: 1 : 2
Teostas:	Toomas Otsatalo		KÄÄNMIKU KOOSTEJOONIS		
Kontrollis:	Tormi Lillerand				
Kinnitas:	Tormi Lillerand				
EMÜ-TI			Leht: 1/2	Tähis: TA 21/151617 A 00 04 K	

# Lisa A järg. Käänmiku koostejoonis

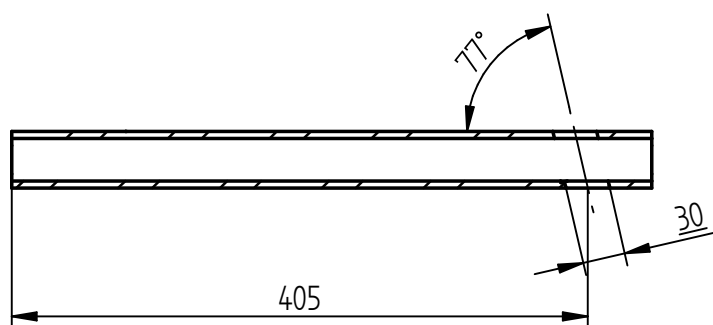
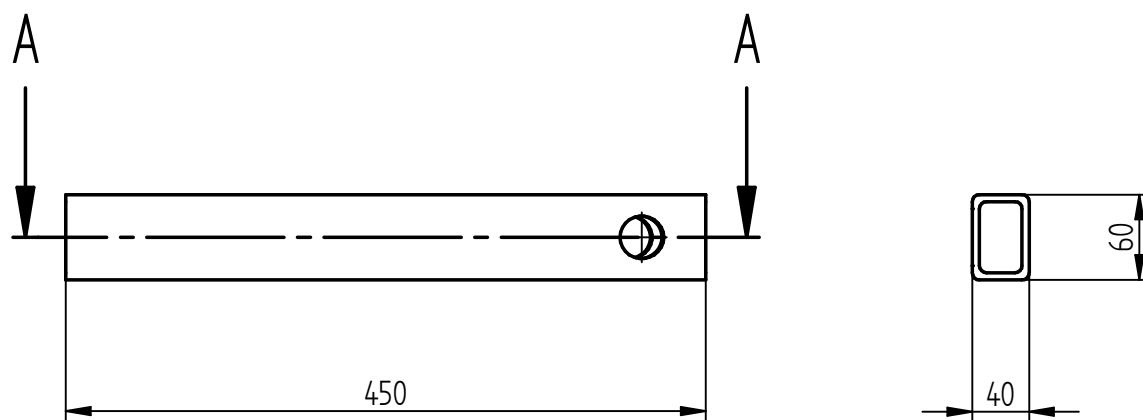


VAADE A-A

Joonisel on esitatud vasakpoolse käänmiku koost. Parempoolse käänmiku koostamisel kasutada olemasolevat parempoolset käänmikudetaili. Koostu mõõtmed identsed.

	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed:	Mass: 4,25 kg	Mõõt: 1 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  KÄÄNMIKU KOOSTEJOONIS		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 2/2	Tähtis: TA 21/151617 A 00 04 K	

# Lisa A järg. Toru joonis



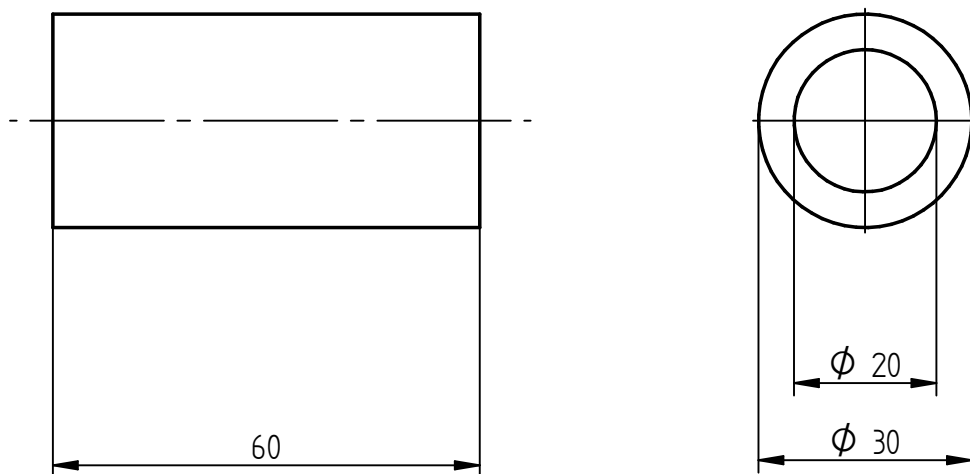
VAADE A-A

Krassid eemaldada.

	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 3,1 kg	Mõõt: 1 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  TORU		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 04 00 D	



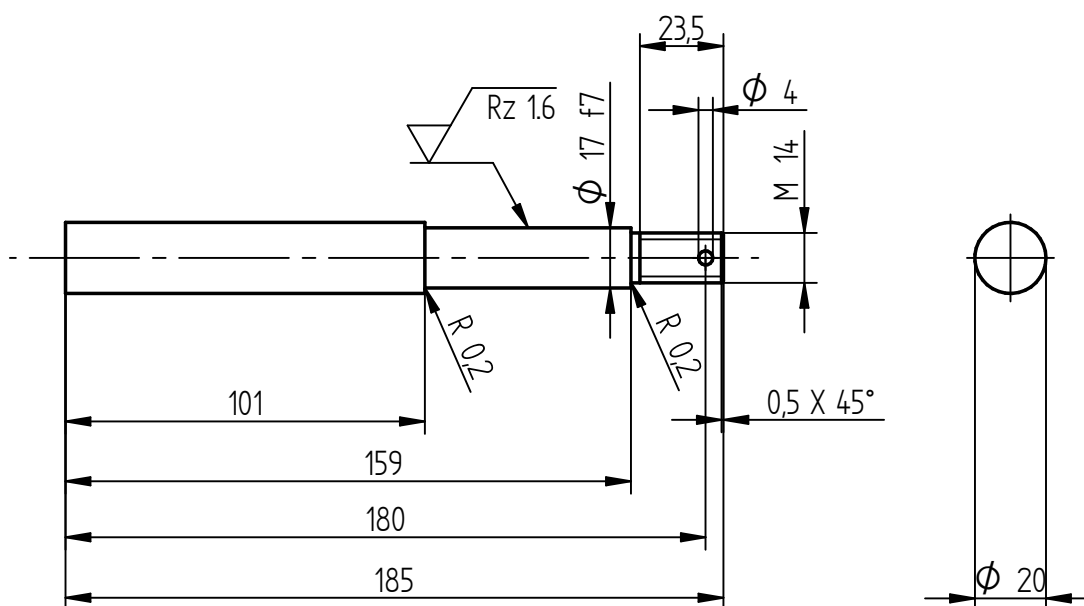
# Lisa A järg. Puksi joonis



	Materjal: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,18kg	Mõõt: 1 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  <div>PUKS</div>		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähtis: TA 21/151617 A 00 04 01 D	

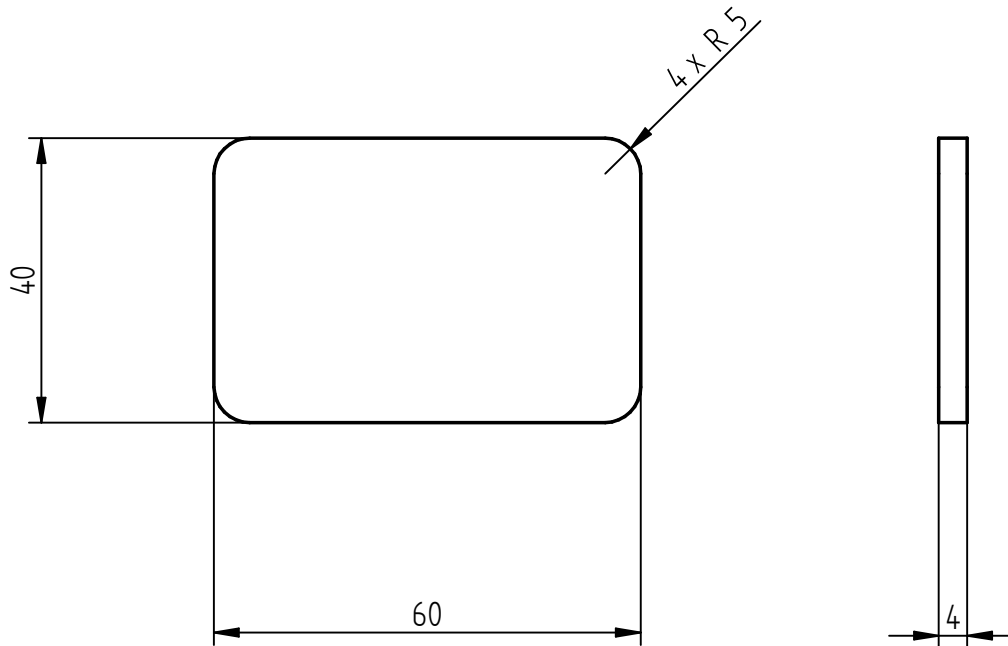
# Lisa A järg. Telje joonis

Rz 6.3



	Materjal: Teras C45	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,38 kg	Mööd: 1 : 2
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  TELG		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähis: TA 21/151617 A 00 04 02 D	

# Lisa A järg. Plaadi joonis



Krassid eemaldada.

	Material: Teras S235	Näitamata piirhälbed: ISO 2768-mK	Mass: 0,07kg	Mõõt: 1 : 1
Teostas:	Toomas Otsatalo	Nimetus:  PLAAT		
Kontrollis:	Tormi Lillerand			
Kinnitas:	Tormi Lillerand			
EMÜ - TI		Leht: 1/1	Tähis: TA 21/151617 A 00 04 03 D	

28.05.2021